

รายการอ้างอิง

- [1] Taylor, G. The Formation of a Blast Wave by a Very Intense Explosion. II. The Atomic Explosion of 1945. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, pp. 175-186. London: The Royal Society, 1950.
- [2] Sean Brennan, N. Modeling and control issues associated with scaled vehicles. Master Thesis, Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering University of Illinois at Urbana-Champaign. 1999.
- [3] Hoblet, Philip, C. Scale-model vehicle analysis for the design of a steering controller. Proceedings of the 35th Southeastern Symposium on, pp. 201-205. (n.p.): IEEE, 2003.
- [4] Van Maren, C.L.A., and J. Sika. Scaled Vehicle Dynamic of Davinci Project. The Netherlands, Delft University of Technology, 2001.
- [5] Joop Pauwelussen. Real-time video-based monitoring of vehicle position and orientation within an automated vehicle framework. A international symposium on Advanced Vehicle Control, pp. 1-6. The Netherlands: HAN University, 2004.
- [6] Andrew T. Scale tire modeling and experimentation on a rolling roadway simulator. Master Thesis, Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering The Pennsylvania State University, 2006.
- [7] Lapamong S. Vehicle Similitude Modeling and Validation of The Pennsylvania state university rolling roadway simulator. Master Thesis, Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering The Pennsylvania State University, 2007
- [8] Shigley, J. E. and J.J Uicker. Theory of Machines and Mechanisms. Singapore: McGraw-Hill Co, 1995.
- [9] Rajeev Verma . Development of a scaled vehicle with longitudinal dynamics of a HMMWV for ITS testbed. IEEE/ASME Transactions on mechatronics, pp. 1-12. (n.p.): IEEE, 2008.
- [10] มนตรี พิรุณเกษตร,รศ. กลศาสตร์ของไหล. กรุงเทพฯ: วิทยาพัทธ์, 2545.
- [11] สภากาชาดไทย. การมองเห็นกับการขับรถ. [online] แหล่งที่มา: http://www.redcross.or.th/pr/pr_news.php4?db=3&naid=428 [2550 มกราคม 14]

- [12] Tamiya America, Inc. Tamiya Ford F-350. [online] Available from:
<http://www.tamiyausa.com/product/item.php?product-id=5872> [2006 February 12]
- [13] Mabuchi motor CO.,LTD. Mabuchi motor RS-540SH. [online] Available from:
<http://www.mabuchi-motor.co.jp/cgi-in/catalog/CATID=rs540rhsh> [2007 January 8]
- [14] Futaba CO.,LTD. Speed control MC330CR. [online] Available from:
<http://www.futaba-rc.com/radioaccys/futm0922.html>
- [15] ETT CO.,LTD. Futaba Servo S3003. [online] Available from:
<http://www.ett.co.th/product/1602.html> [2007 January 5]
- [16] Katsuhiko Ogata. Modern Control Engineering. Singapore: Prentice hall, 2001.
- [17] Allegro microsystem, INC. Hall sensor A1320. [online] Available from:
http://www.allegromicro.com/en/Products/Part_Numbers/1301/ [2007 May 4]
- [18] Vishay Intertechnology, Inc. Potentiometer Model 140. [online] Available from:
<https://www.alliedelec.com/Images/Products/Datasheets/970-1705.pdf> [2007 August 23]
- [19] ETT CO.,LTD. I-nex JX-dsPIC40. [online] Available from:
http://www.inexglobal.com/downloads/jx-dspic40_e.pdf [2007 November 17]
- [20] Crossbow Technology, Inc. UNAV 100CA. [online] Available from:
http://www.xbow.com/Products/Product_pdf_files/Inertial_pdf/uNAV_Datasheet.pdf
[2006 September 28]
- [21] Black Widow AV, LLC. BWAV KX141. [online] Available from:
<http://www.blackwidowav.com/kx141.html> [2006 December 3]
- [22] Ellis, J.R. Vehicle Handling Dynamics. London: Mechanical Engineering Publications, 1994.
- [23] Sean Brennan, N. On size and control: The use of dimensional analysis in controller design. Doctoral dissertation, Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering University of Illinois at Urbana-Champaign. 2002.
- [24] Gillespie, D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. (n.p.): Society of Automotive Engineers, Inc. ,1992.
- [25] ATI Industrial Automation. Gamma Six-Axis Force/Torque Sensors. [online] Available from: <http://www.ati-ia.com/products/ft/sensors.aspx>. [2006 January 22]

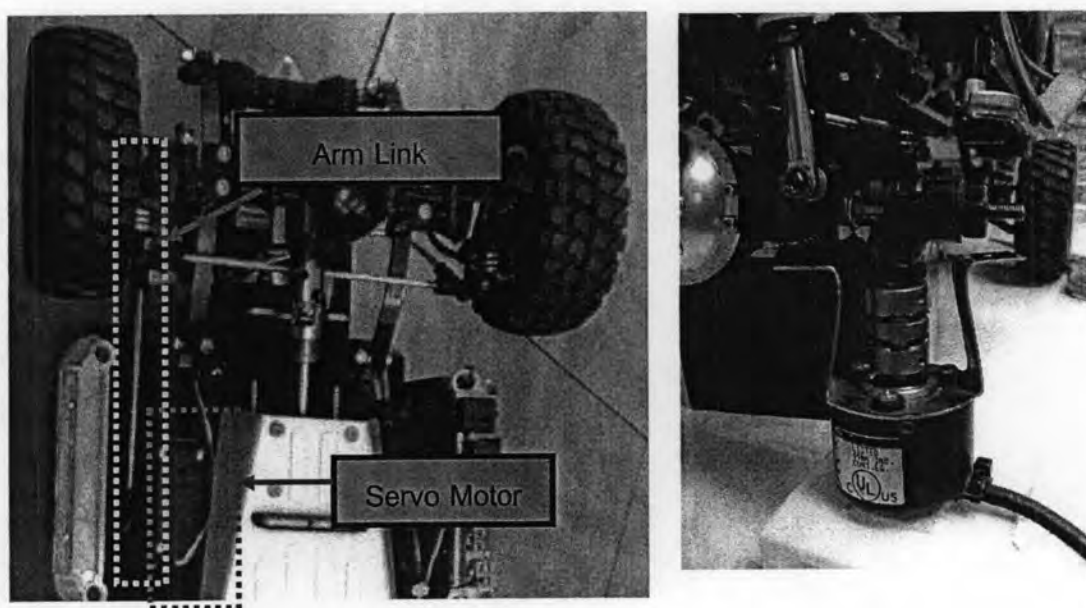
- [26] Robert Riley, Q. Automobile Ride, Handling, and Suspension Design. [online]
Available from: <http://www.rqriley.com/suspensn.html>. [2007 April 7]
- [27] John Cameron, T. Vehicle dynamic modeling for the prediction and prevention of vehicle rollover. Master Thesis, Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering The Pennsylvania State University, 2005.
- [28] กฤษดา จันทร์แดง. การจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ร่วมกับยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551.
- [29] Alpha Products Inc. Slide pot B 50k Ω . [online] Available from:
http://www.alphapotentiometers.net/html/std_slide_pot.html [2007 January 16]

ภาคผนวก ก.

การทดสอบความถูกต้องของมูลเฉลี่ยต่อคำสั่งควบคุม

ก.1 การทดสอบมุมเลี้ยวของยานพาหนะกับสัญญาณที่ตั้ง

เพื่อความแม่นยำในการควบคุมมุมเลี้ยวของยานพาหนะ จึงทำการตรวจสอบความถูกต้องในการอ่านค่าตำแหน่งจากการควบคุม เนื่องจากการหมุนที่เซอร์โวมอเตอร์ในการสั่งเลี้ยว ไม่ได้ต่อกับจุดหมุนล้อที่เลี้ยวดังรูปที่ ก.1(ซ้าย) จากรูปเห็นว่าล้อจะเลี้ยวโดยผ่านแขนข้อต่อจากเซอร์โวมอเตอร์ ดังนั้นการเขียนโปรแกรมของคำสั่งมุมเลี้ยวจึงต้องหาจากสมการที่ผลเกิดขึ้นจึงในการทดลอง ได้ใช้ Encoder KOYO TRD SH2500V series ที่มีความละเอียดสูงถึง 2500 สัญญาณ/รอบ นำมาติดตั้งที่ตำแหน่งของล้อดังรูป ก.1(ขวา) สำหรับการทดสอบจะใช้เครื่องคอมพิวเตอร์ 2 เครื่องในการควบคุม โดยมี 1 เครื่องสำหรับอ่านค่า Encoder ผ่าน XPC-Card คอมอีกเครื่องเป็นตัวส่งคำสั่งในการควบคุมมุมเลี้ยวผ่านโปรแกรม Visual basic ไปยังอุปกรณ์ควบคุมบนตัวยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนโดยแปลงค่าที่ส่งมาเป็นสัญญาณ PWM ก่อนส่งคำสั่งเลี้ยวล้อ ช่วงของคำสั่งสัญญาณกำหนดอยู่ที่ 200-550 โดยค่ากลางอยู่ประมาณที่ 380 โดยช่วงคำสั่งสัญญาณคำนวณมาจากการแปลงสัญญาณจาก PWM ซึ่งได้อธิบายในบทที่ 6 ไปแล้ว สำหรับการทดสอบเป็นดังนี้

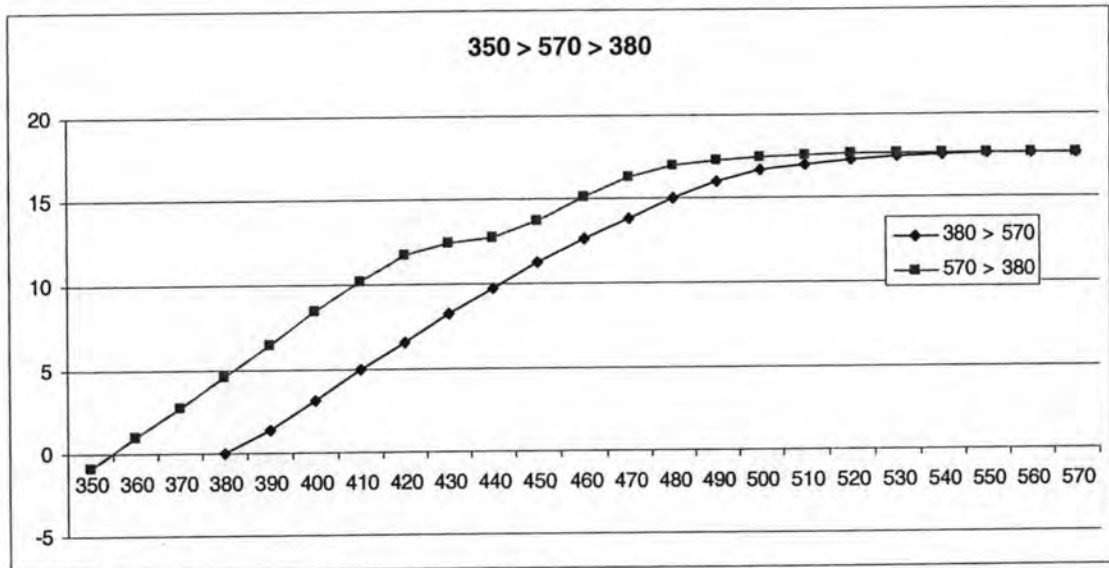


รูปที่ ก.1 ตำแหน่งระบบเลี้ยว (ซ้าย) และ Encoder KOYO (ขวา)

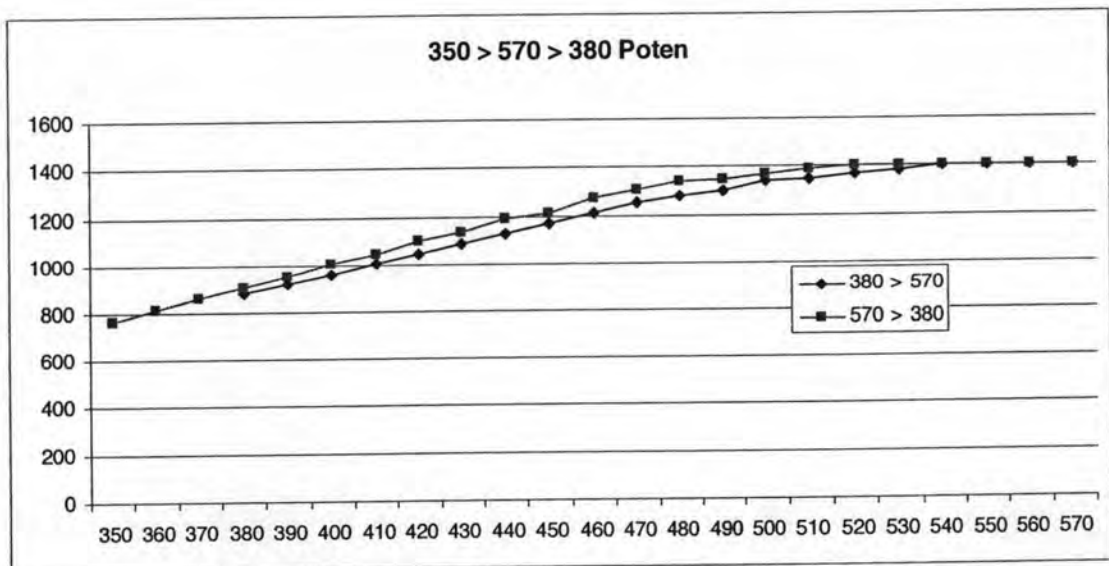
ตารางที่ ก.1 การทดลองครั้งที่ 1 เพิ่มค่า PWM ที่ละ 10 ค่า ในช่วง 350-570

สัญญาณ	รอบที่ 1		รอบที่ 2	
	Degree	Potentiometer	Degree	Potentiometer
350	-	-	-0.9	765
360	-	-	0.972	808
370	-	-	2.772	855
380	0	877	4.608	907
390	1.368	917	6.516	954
400	3.096	962	8.416	1010
410	4.986	1010	10.216	1050
420	6.588	1050	11.808	1100
430	8.208	1090	12.442	1140
440	9.72	1130	12.708	1190
450	11.304	1170	13.752	1213
460	12.6	1210	15.084	1270
470	13.824	1250	16.308	1310
480	15.048	1280	16.912	1340
490	15.948	1300	17.244	1350
500	16.668	1340	17.424	1370
510	16.92	1350	17.532	1390
520	17.28	1370	17.604	1400
530	17.46	1380	17.604	1400
540	17.568	1400	17.604	1400
550	17.604	1400	17.604	1400
560	17.604	1400	17.604	1400
570	17.604	1400	17.604	1400

ผลข้อมูลจากตารางที่ ก.1 นำไปพล็อตกราฟเพื่อดูลักษณะพฤติกรรมระหว่างคำสั่งสัญญาณมุมเดียวที่ส่งไปให้ทำงาน



รูปที่ ก.2 การทดสอบครั้งที่ 1 แกน x คือค่า PWM และ แกน y แทนค่าระยะหน่วยองศา

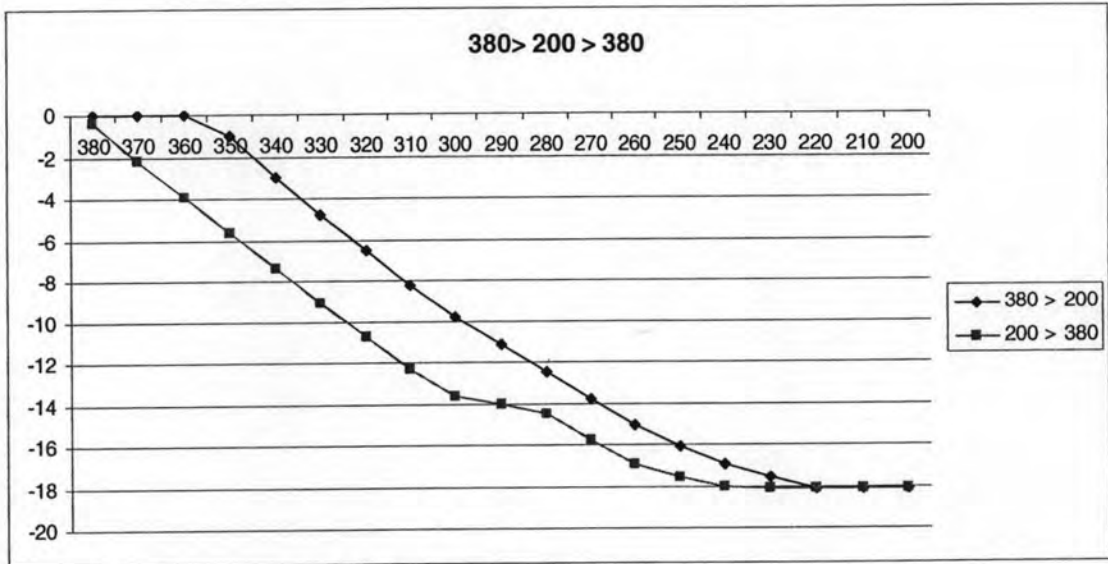


รูปที่ ก.3 การทดสอบครั้งที่ 1 แกน x คือค่า PWM และ แกน y ค่า ADC ของ Microcontroller

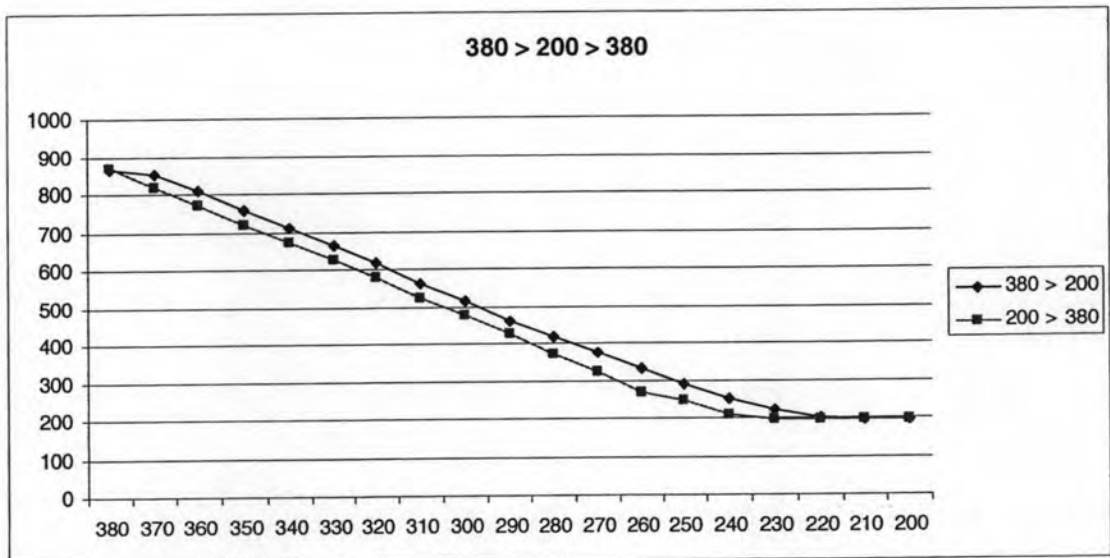
ตารางที่ ก.2 การทดลองครั้งที่ 2 เพิ่มค่า PWM ที่ละ 10 ค่า ในช่วง 380-200

สัญญาณ	รอบที่ 1		รอบที่ 2	
	Pulse	Degree	Potentiometer	Degree
380	0	865	-0.396	867
370	0	853	-2.196	816
360	0	808	-3.888	772
350	-1.044	759	-5.616	721
340	-2.988	712	-7.38	673
330	-4.788	665	-9.108	627
320	-6.48	615	-10.764	577
310	-8.208	562	-12.312	524
300	-9.792	516	-13.644	477
290	-11.16	461	-14.004	425
280	-12.492	418	-14.472	372
270	-13.824	373	-15.732	322
260	-15.084	330	-16.956	268
250	-16.092	290	-17.532	245
240	-16.92	253	-18	208
230	-17.568	222	-18.144	194
220	-18.144	201	-18.144	194
210	-18.144	194	-18.144	194
200	-18.144	194	-18.144	194

ผลข้อมูลจากตารางที่ ก.2 นำไปพล็อตกราฟเพื่อดูลักษณะพฤติกรรมระหว่างคำสั่งสัญญาณมุมเดียวที่ส่งไปให้ทำงาน



รูปที่ ก.4 การทดสอบครั้งที่ 2 แกน x คือค่า PWM และ แกน y แทนค่าระยะหน่วยของศา



รูปที่ ก.5 การทดสอบครั้งที่ 2 แกน x คือค่า PWM และ แกน y ค่า ADC ของ Microcontroller

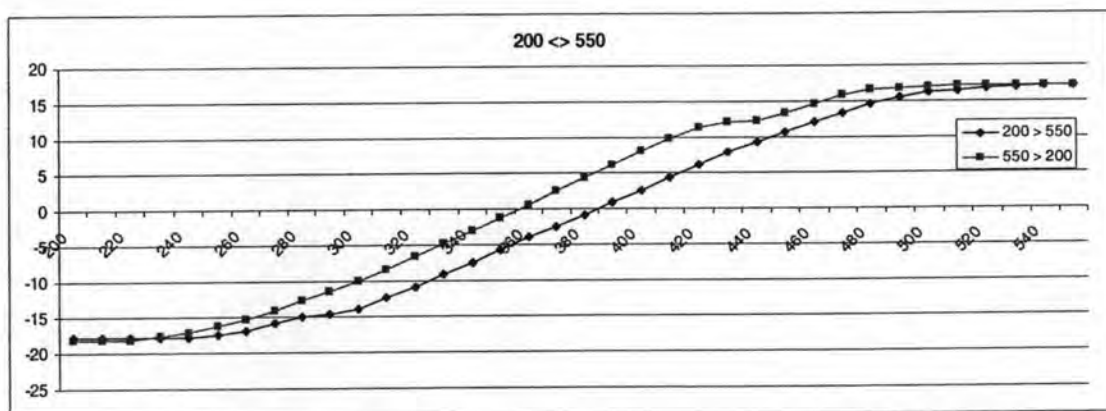
ตารางที่ ก.3 การทดลองครั้งที่ 3 เพิ่มค่า PWM ที่ละ 10 ค่า ในช่วง 200-550

สัญญาณ	รอบที่ 1		รอบที่ 2	
	Pulse	Degree	Potentiometer	Degree
200	-17.856	222	-18.288	194
210	-17.856	222	-18.288	194
220	-17.856	222	-18.288	194
230	-17.892	221	-17.748	223
240	-17.784	221	-17.136	246
250	-17.568	245	-16.308	283
260	-16.956	275	-15.336	329
270	-15.804	322	-14.04	380
280	-14.94	373	-12.708	422
290	-14.652	425	-11.412	464
300	-13.968	477	-10.008	508
310	-12.348	524	-8.46	554
320	-10.836	577	-6.66	608
330	-9.072	628	-4.86	664
340	-7.524	671	-3.096	704
350	-5.724	719	-1.332	756
360	-3.96	772	0.576	807
370	-2.484	815	2.448	852
380	-0.828	862	4.284	902
390	0.864	907	6.12	951
400	2.484	953	7.992	998
410	4.356	998	9.9	1040
420	6.084	1040	11.448	1090
430	7.776	1080	12.168	1140
440	9.252	1120	12.276	1180
450	10.764	1170	13.392	1220

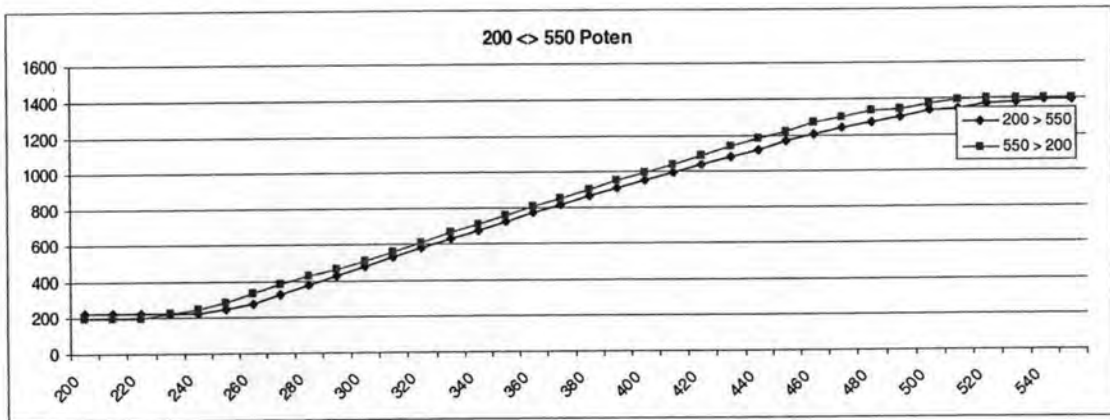
ตารางที่ ก.4 การทดลองครั้งที่ 3 เพิ่มค่า PWM ที่ละ 10 ค่า ในช่วง 200-550 (ต่อ)

สัญญาณ	รอบที่ 1		รอบที่ 2	
	Pulse	Degree	Potentiometer	Degree
460	12.06	1200	14.724	1270
470	13.392	1240	15.912	1300
480	14.58	1270	16.524	1330
490	15.48	1300	16.704	1340
500	16.2	1330	16.992	1370
510	16.481	1340	17.1	1390
520	16.848	1370	17.172	1400
530	17.028	1380	17.172	1400
540	17.136	1390	17.172	1400
550	17.172	1390	17.172	1400

ผลข้อมูลจากตารางที่ ก.3-ก.4 นำไปพล็อตกราฟเพื่อดูลักษณะพฤติกรรมระหว่างคำสั่งสัญญาณมุมเฉลี่ยที่ส่งไปให้ทำงาน



รูปที่ ก.6 การทดสอบครั้งที่ 3 แกน x คือค่า PWM และ แกน y แทนค่าระยะหน่วยของศา



รูปที่ ก.7 การทดสอบครั้งที่ 3 แกน x คือค่า PWM และ แกน y ค่า ADC ของ Microcontroller

จากการทดสอบมุมเลี้ยวของยานพาหนะกับสัญญาณคำสั่งมุมเลี้ยว ในการทดลองจะเห็นถึงช่วงการทำงานแต่ละช่วงคำสั่ง จากการทดลองทั้ง 3 ครั้ง เห็นได้ว่ากราฟมุมเลี้ยวจะมีค่าไปและกลับแบบ Hysteresis คือ เป็นช่วงที่ค่าจากเซนเซอร์ไม่ตอบสนองการเปลี่ยนแปลง ซึ่งเป็นลักษณะของการย้อนกลับไม่ได้ โดยเป็นคุณลักษณะเฉพาะตัวของอุปกรณ์ชุดบังคับเลี้ยวที่ต่อจากเซอร์โวมอเตอร์ผ่านแขนข้อต่อมาที่ล้อ ซึ่งเป็นคุณลักษณะประจำตัวของอุปกรณ์ที่ไม่สามารถแก้ไขได้ ดังนั้นจึงต้องทำการบันทึกค่าไว้ขณะทดสอบเพื่อเป็นข้อมูลที่จะนำไปใช้งานในปรับเทียบ ดังนั้นข้อมูลจากการทดสอบนี้จะใช้เป็นค่าเฉลี่ยของการควบคุมมุมเลี้ยวที่ล้อหน้า โดยจะทำการเทียบระหว่างค่าคำสั่งมุมเลี้ยวกับค่าที่อ่านออกมาเป็นมุมองศา สำหรับเป็นค่าอ้างอิงในการนำไปใช้เขียนโปรแกรมรับค่ายานพาหนะจริงแบบย่อส่วนแล้วคอมพิวเตอร์ควบคุมภายนอกทำการอ่านค่าออกมา

ภาคผนวก ข.

ผลการทดลองค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่ยางล้อกระทำกับผิวถนนแต่ละแบบ

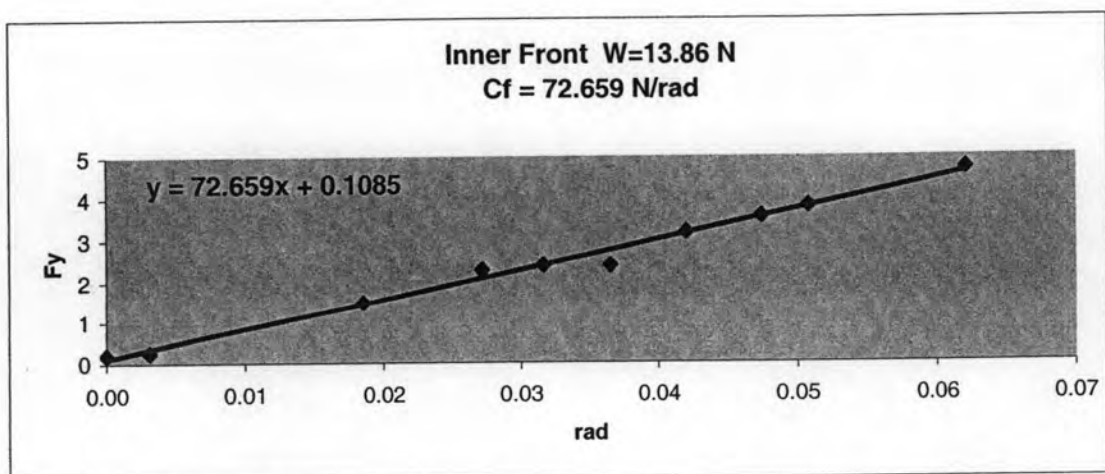
ข.1 การทดลองกรณีล้อย่น้ำแบบ 1 มียางใน และถนนแบบ 1

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 1 มีลักษณะเป็นยาง มีลายขวางตลอดแนวพื้นผิว มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อยมากสุดเป็นอันดับที่ 1 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.1 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 1

Deg	Rad	F_y
0.00	0.0000	0.1963
0.18	0.0031	0.2418
1.06	0.0185	1.4933
1.56	0.0272	2.2921
1.81	0.0316	2.3971
2.09	0.0365	2.3909
2.41	0.0421	3.1892
2.72	0.0475	3.5697
2.91	0.0508	3.8078
3.56	0.0621	4.7090

เมื่อนำค่าเฉลี่ยจากตาราง ข.1 มาพล็อตกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างมุมเลี้ยวของล้อและแรงต้านข้างเมื่อกระทำกับผิวถนน



รูป ข.1 ความสัมพันธ์ระหว่างมุมเลี้ยวและแรงต้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 1

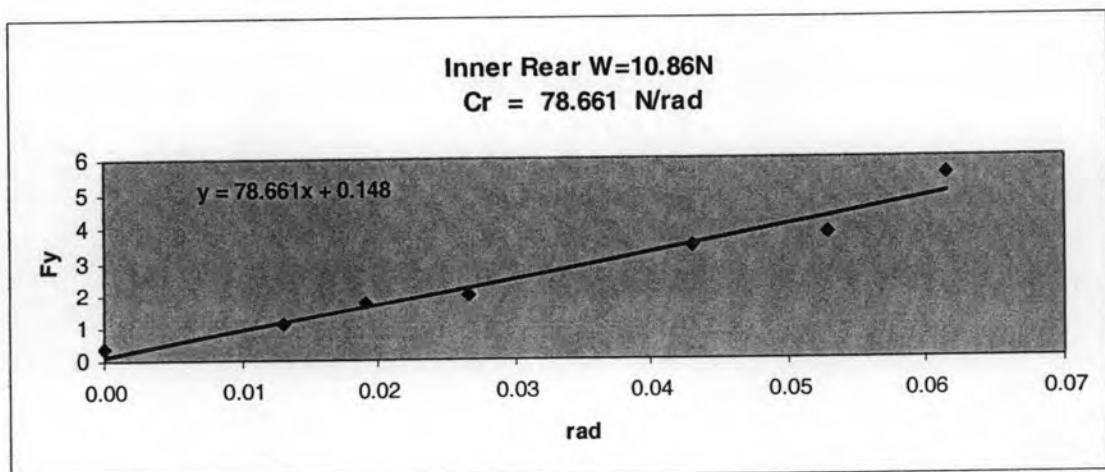
ข.2 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 มียางใน และถนนแบบ 1

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 1 มีลักษณะเป็นยางหนา มีลายขวางตลอดแนวพื้นผิว มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 1 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.2 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 2

Deg	Rad	F_y
0.00	0.0000	0.3378
0.75	0.0131	1.1092
1.09	0.0190	1.7668
1.53	0.0267	2.0263
2.47	0.0431	3.4498
3.03	0.0529	3.8225
3.53	0.0616	5.5440
4.16	0.0726	6.2146
4.78	0.0834	7.1262
5.22	0.0911	7.7848

เมื่อนำค่าเฉลี่ยจากตาราง ข.2 มาพล็อตกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างมุมเลี้ยวของล้อและแรงต้านข้างเมื่อกระทำกับผิวถนน



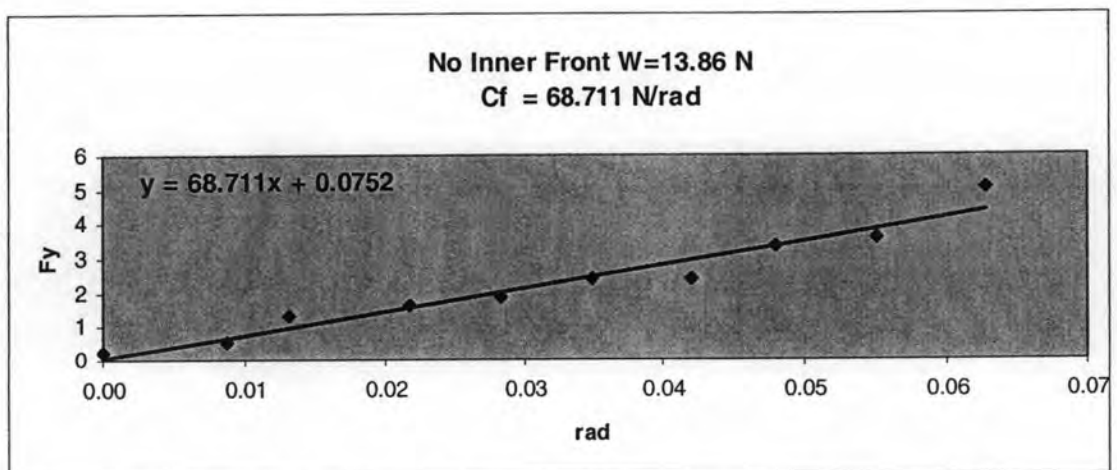
รูป ข.2 ความสัมพันธ์ระหว่างมุมเลี้ยวและแรงต้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 2

ข.3 การทดลองกรณีล้อหน้าแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 1

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 1 มีลักษณะเป็นยางหนา มีลายขวางตลอดแนวพื้นผิว มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 1 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.3 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 3

Deg	Rad	F _y
0.00	0.0000	0.2461
0.50	0.0087	0.5366
0.75	0.0131	1.2961
1.25	0.0218	1.6321
1.62	0.0283	1.8349
2.00	0.0349	2.3998
2.41	0.0421	2.4262
2.75	0.0480	3.3572
3.16	0.0551	3.6202
3.60	0.0628	5.0329
4.13	0.0721	6.0608
4.75	0.0829	6.3154



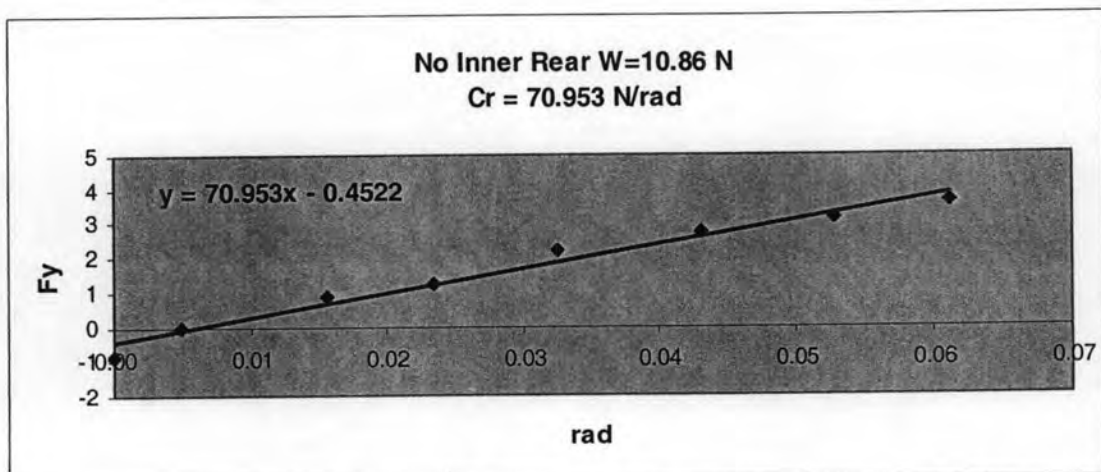
รูป ข.3 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 3

ข.4 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 1

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 1 มีลักษณะเป็นยางหนา มีลายขวางตลอดแนวพื้นผิว มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 1 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.4 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 4

Deg	Rad	F_y
0.00	0.0000	-0.8363543
0.28	0.0049	-0.0549152
0.90	0.0157	0.84708189
1.34	0.0234	1.2284315
1.87	0.0326	2.21514796
2.47	0.0431	2.74382865
3.03	0.0529	3.16756518
3.50	0.0611	3.65008134
4.13	0.0721	4.70951512
4.57	0.0797	5.5489693
5.25	0.0916	6.24238531



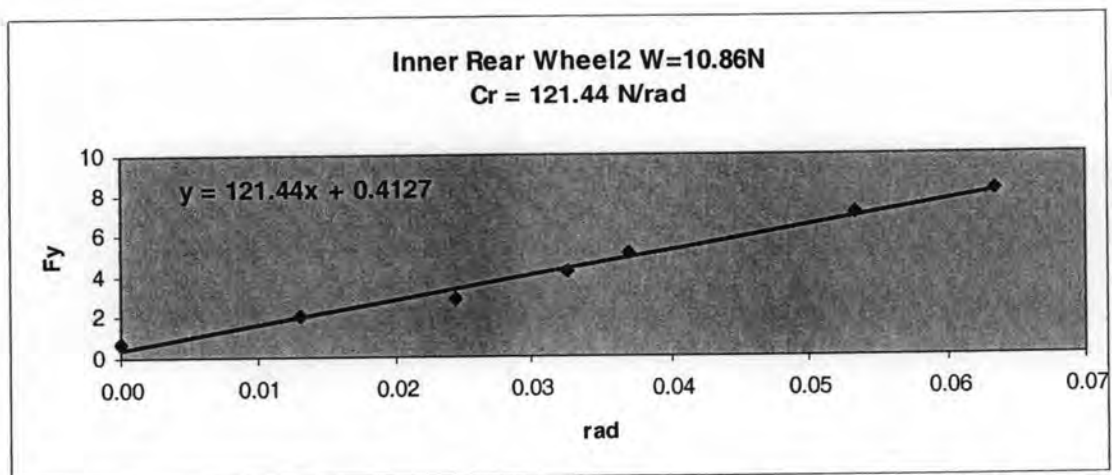
รูป ข.4 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 4

ข.5 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 2 มียางใน และถนนแบบ 2

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 2 มีลักษณะเป็นยางผสมโฟม ผิวมีลักษณะขรุขระเล็กน้อย มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 4 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.5 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 5

Deg	Rad	F_y
0.00	0.0000	0.6947
0.75	0.0131	2.0902
1.40	0.0244	2.8124
1.87	0.0326	4.1906
2.12	0.0370	5.0577
3.06	0.0534	7.0394
3.63	0.0633	8.1913
4.10	0.0715	9.3777
4.75	0.0829	10.3933
5.29	0.0923	10.6818



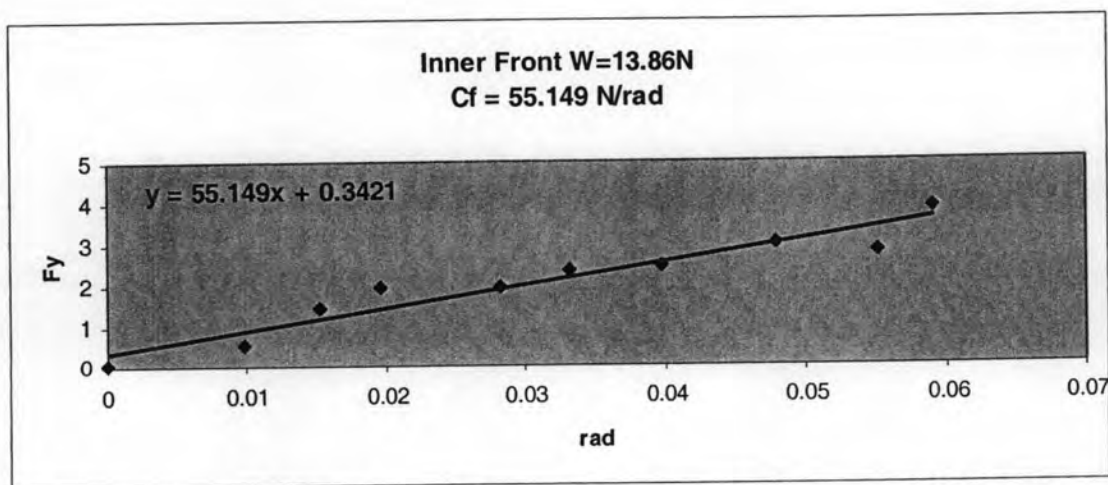
รูป ข.5 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 5

ข.6 การทดลองกรณีล้อหน้าแบบ 1 มียางใน และถนนแบบ 2

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 2 มีลักษณะเป็นยางผสมโฟมหนา พื้นผิวมีลักษณะขรุขระเล็กน้อย มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 4 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.6 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 6

Deg	Rad	F_y
0	0	0.02546469
0.56	0.00977	0.56672214
0.87	0.01518	1.44189512
1.12	0.01954	1.94872086
1.62	0.02827	1.92515032
1.9	0.03316	2.35384628
2.28	0.03979	2.44552104
2.75	0.04799	3.01334972
3.16	0.05514	2.80477988
3.38	0.05898	3.87124768
3.81	0.06648	3.55091814
4.22	0.07364	4.1582664



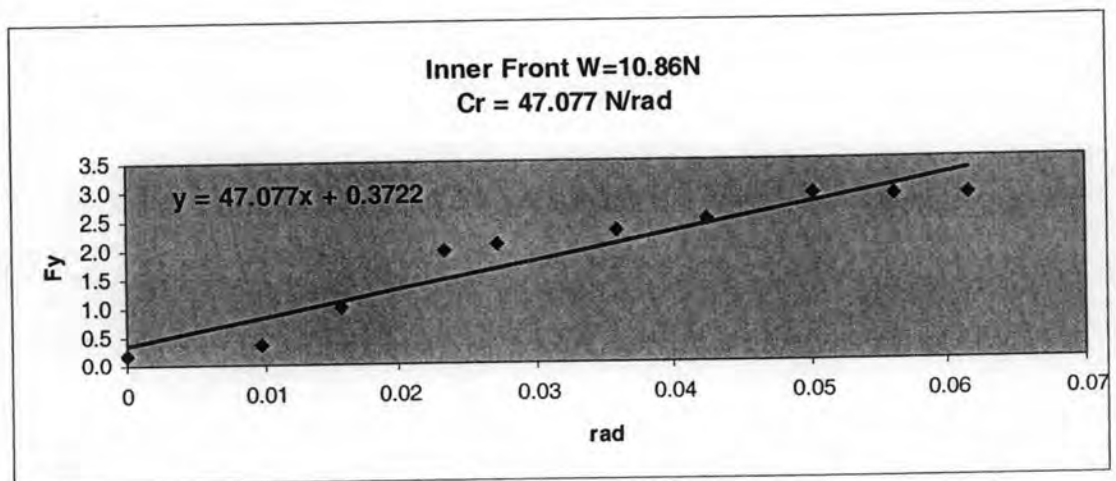
รูป ข.6 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 6

ข.7 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 มียางไน และถนนแบบ 2

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 2 มีลักษณะเป็นยางผสมโฟม ผิวมีลักษณะขรุขระเล็กน้อย มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 4 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.7 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 7

Deg	Rad	F_y
0	0	0.16165361
0.56	0.00977	0.35630939
0.9	0.01571	1.01708643
1.34	0.02338	1.97600381
1.56	0.02722	2.06866158
2.06	0.03595	2.30161131
2.44	0.04258	2.46899466
2.88	0.05026	2.87822316
3.22	0.05619	2.84058936
3.53	0.0616	2.84187996
3.88	0.06771	3.49959874
4.25	0.07416	3.55461643



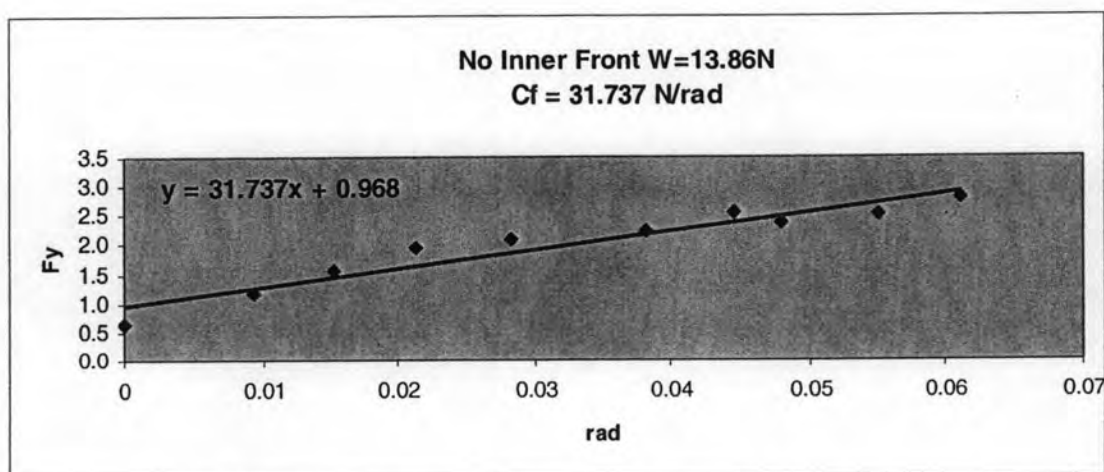
รูป ข.7 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงต้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 7

ข.8 การทดลองกรณีล้อด้านหน้าแบบที่ 1 แบบไม่มียางใน และถนนแบบที่ 2

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 2 มีลักษณะเป็นยางผสมโฟม ผิวมีลักษณะขรุขระเล็กน้อย มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 4 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.8 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 8

Deg	Rad	F_y
0	0	0.63825229
0.53	0.00925	1.16514191
0.87	0.01518	1.55006051
1.22	0.02129	1.95970813
1.62	0.02827	2.07331106
2.19	0.03822	2.23614156
2.56	0.04467	2.55087924
2.75	0.04799	2.35973279
3.16	0.05514	2.52620128
3.5	0.06108	2.81015712
3.75	0.06544	3.28723558
4.25	0.07416	4.32189149



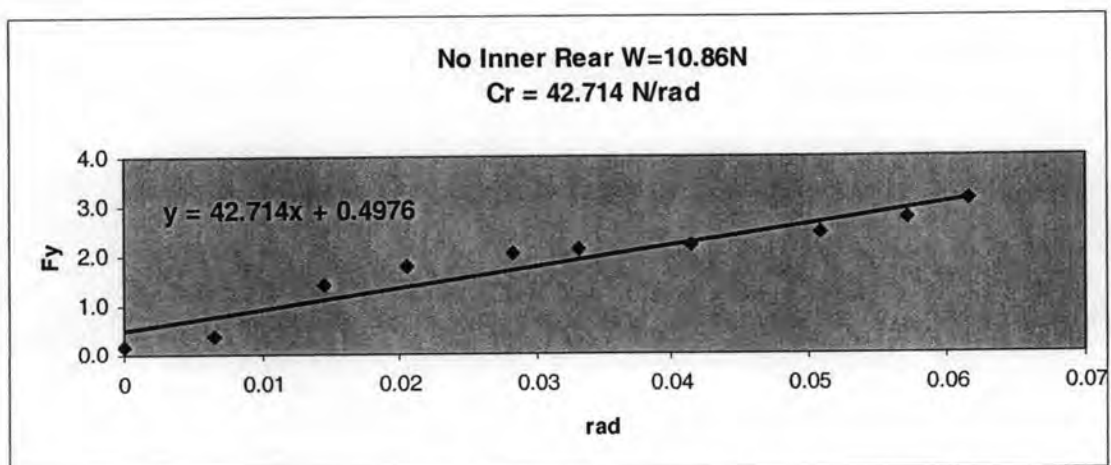
รูป ข.8 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 8

ข.9 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 2

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 2 มีลักษณะเป็นยางผสมโฟม ผิวมีลักษณะขรุขระเล็กน้อย มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 4 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.9 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 9

Deg	Rad	F_y
0	0	0.15737477
0.37	0.00646	0.38397856
0.84	0.01466	1.40519918
1.18	0.02059	1.79512588
1.62	0.02827	2.02474669
1.9	0.03316	2.10528257
2.37	0.04136	2.22705675
2.91	0.05078	2.44814469
3.28	0.05724	2.7324469
3.53	0.0616	3.11300086
3.85	0.06718	3.099931
4.25	0.07416	3.65143714



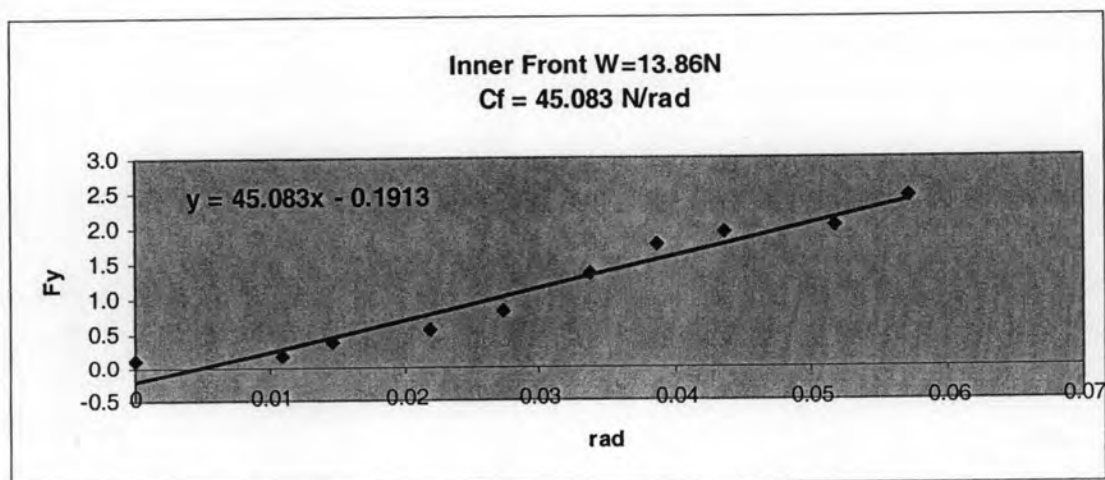
รูป ข.9 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 9

ข.10 การทดลองกรณีล้อหน้าแบบ 1 มียางใน และถนนแบบ 3

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 3 มีลักษณะเป็นพลาสติก ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 5 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.10 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 10

Deg	Rad	F_y
0	0	0.1192929
0.62	0.01082	0.18628645
0.84	0.01466	0.3818749
1.25	0.02181	0.56138002
1.56	0.02722	0.81548819
1.94	0.03385	1.35249717
2.22	0.03874	1.76626473
2.5	0.04363	1.93279907
2.97	0.05183	2.03504275
3.28	0.05724	2.45174676
3.69	0.06439	2.04566999
4.1	0.07155	2.82254076



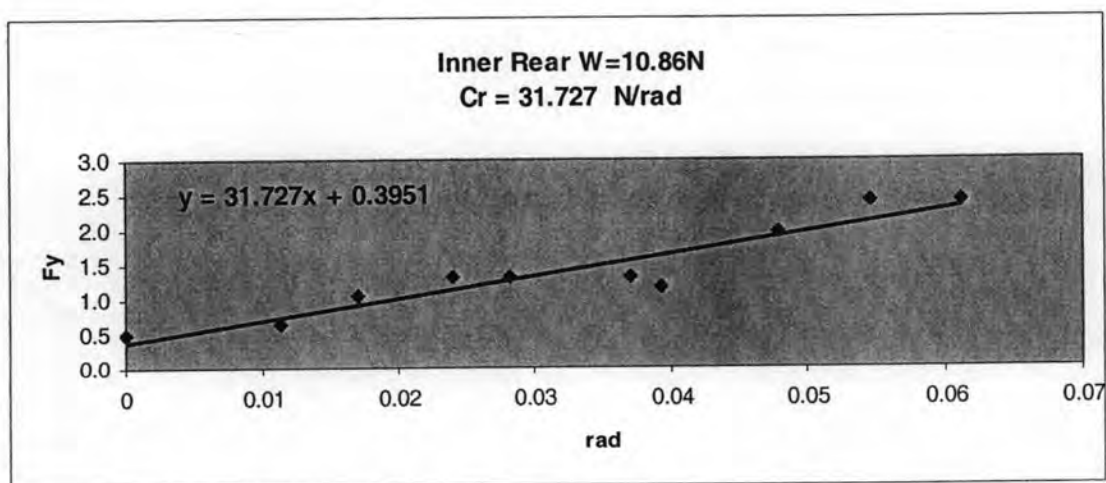
รูป ข.10 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 10

ข.11 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 มียางไน และถนนแบบ 3

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 3 มีลักษณะเป็นพลาสติก ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 5 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.11 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 11

Deg	Rad	F_y
0	0	0.48937081
0.65	0.01134	0.65847051
0.97	0.01693	1.05822335
1.37	0.02391	1.32585614
1.62	0.02827	1.32374654
2.12	0.03699	1.31765792
2.25	0.03926	1.16708315
2.75	0.04799	1.96064858
3.13	0.05462	2.41340113
3.5	0.06108	2.40122608
3.81	0.06648	2.87425336
4.28	0.07469	2.58671953



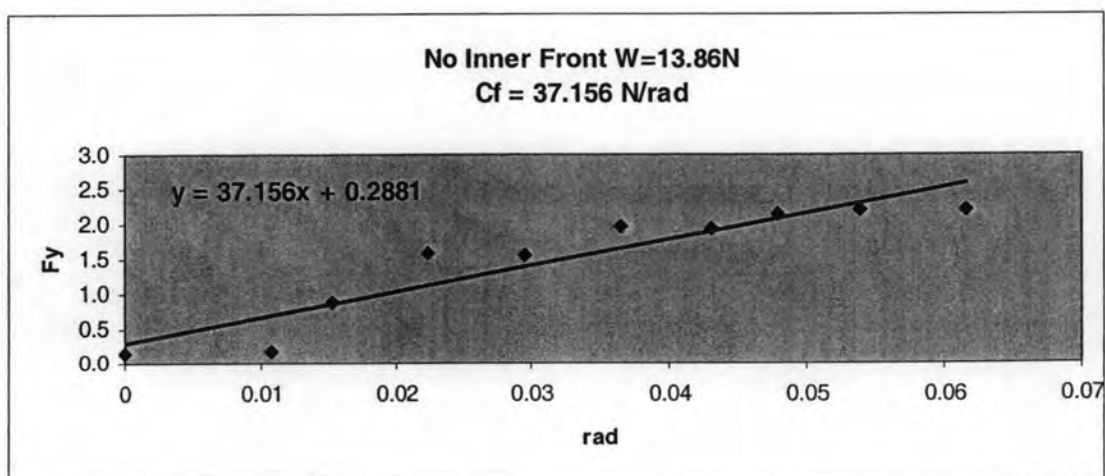
รูป ข.11 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 11

ข.12 การทดลองกรณีล้อหน้าแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 3

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 3 มีลักษณะเป็นพลาสติก ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 5 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.12 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 12

Deg	Rad	F_y
0	0	0.16008739
0.62	0.01082	0.16901679
0.87	0.01518	0.88350819
1.28	0.02234	1.57996621
1.69	0.02949	1.56412213
2.09	0.03647	1.96008821
2.47	0.0431	1.9270112
2.75	0.04799	2.14746125
3.09	0.05392	2.19509004
3.53	0.0616	2.21782969
3.88	0.06771	2.83099607
4.25	0.07416	2.80403467



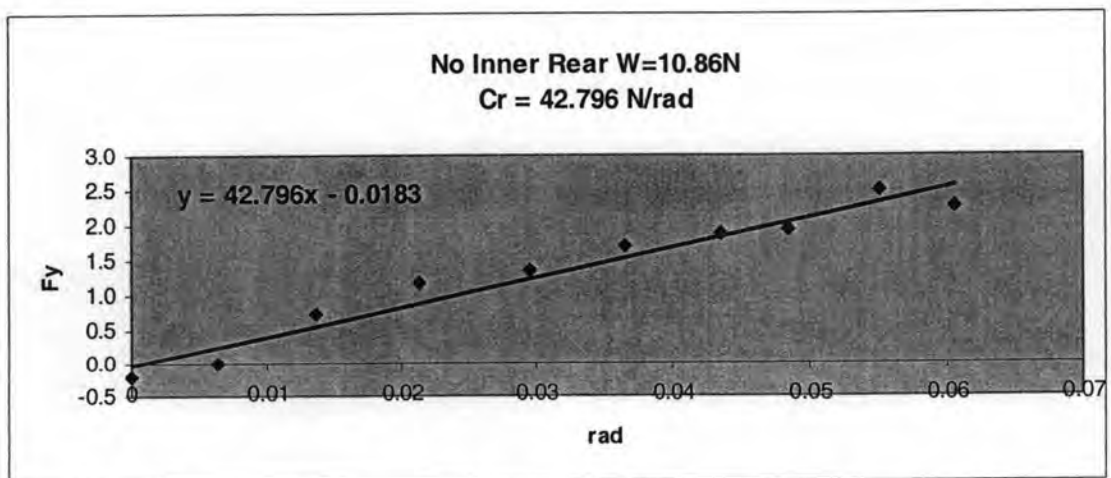
รูป ข.12 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 12

ข.13 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 3

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 3 มีลักษณะเป็นพลาสติก ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 5 จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.13 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 13

Deg	Rad	F _y
0	0	-0.2172382
0.37	0.00646	0.00350744
0.78	0.01361	0.73070031
1.22	0.02129	1.18312379
1.69	0.02949	1.34305985
2.09	0.03647	1.69502869
2.5	0.04363	1.8815514
2.78	0.04851	1.93294444
3.16	0.05514	2.48870047
3.47	0.06055	2.2629994
3.81	0.06648	2.79524269
4.25	0.07416	3.03502833



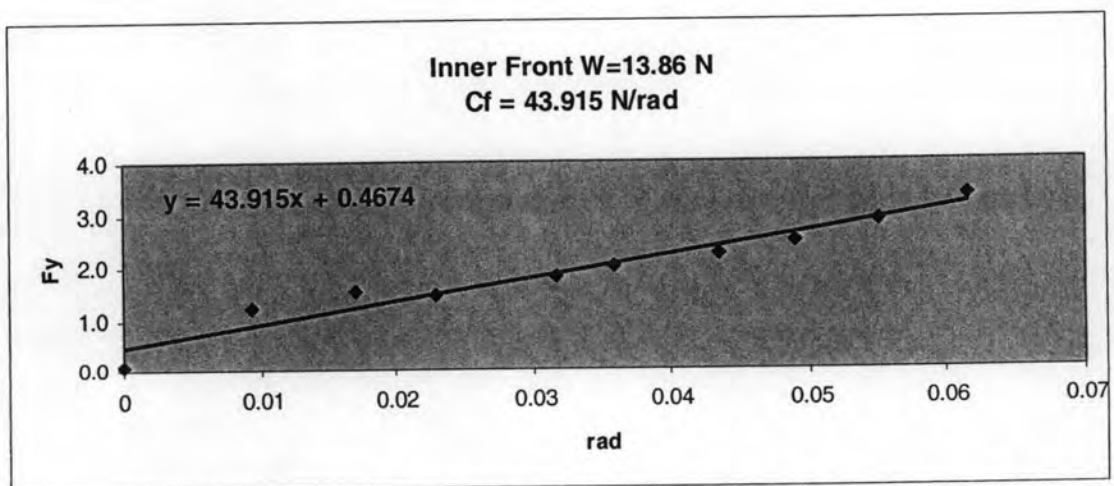
รูป ข.13 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 13

ข.14 การทดลองกรณีล้อหน้าแบบ 1 มียางใน และถนนแบบ 4

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 4 มีลักษณะเป็น ยางหนา ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 2 จาก พื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.14 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 14

Deg	Rad	F_y
0	0	0.09514255
0.53	0.00925	1.20058579
0.97	0.01693	1.51466311
1.31	0.02286	1.46465313
1.81	0.03158	1.80602592
2.06	0.03595	1.988719
2.5	0.04363	2.23087254
2.81	0.04903	2.48929455
3.16	0.05514	2.85662411
3.53	0.0616	3.34184025
3.91	0.06823	3.69906044
4.25	0.07416	3.80052317



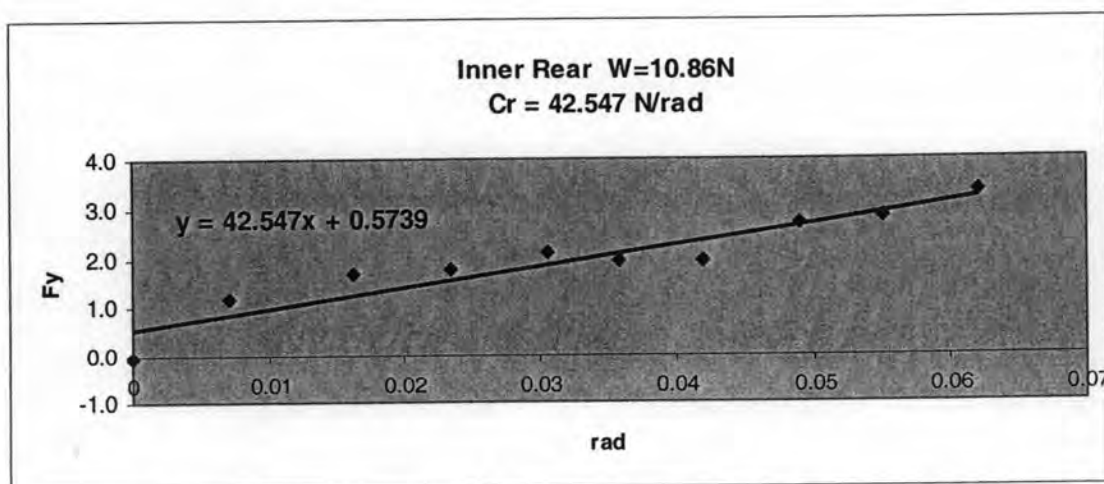
รูป ข.14 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 14

ข.15 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 มียางไน และถนนแบบ 4

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 4 มีลักษณะเป็น ยางหนา ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 2 จาก พื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.15 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 15

Deg	Rad	F_y
0	0	-0.0464897
0.4	0.00698	1.18968859
0.93	0.01623	1.684998
1.34	0.02338	1.75264906
1.75	0.03054	2.08830106
2.06	0.03595	1.96214328
2.41	0.04205	1.94717044
2.81	0.04903	2.68974366
3.16	0.05514	2.83263701
3.56	0.06212	3.31385975
3.94	0.06875	3.70758256
4.38	0.07643	4.21963309



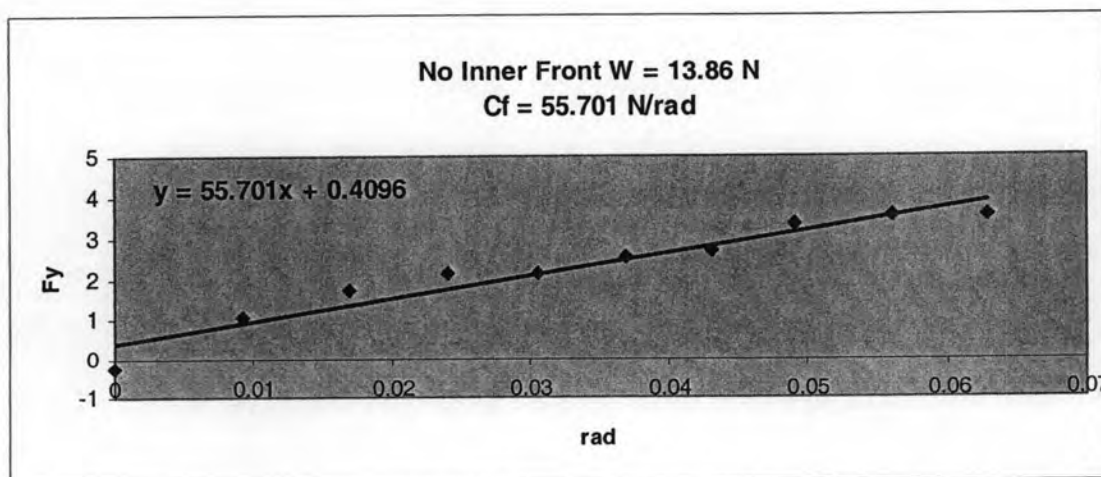
รูป ข.15 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 15

ข.16 การทดลองกรณีล้อหน้าแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 4

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 4 มีลักษณะเป็น ยางหนา ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 2 จาก พื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.16 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 16

Deg	Rad	F_y
0	0	-0.2647266
0.53	0.00925	1.06537941
0.97	0.01693	1.74268911
1.37	0.02391	2.11012182
1.75	0.03054	2.14905256
2.12	0.03699	2.5398745
2.47	0.0431	2.66299066
2.81	0.04903	3.31606266
3.22	0.05619	3.54148301
3.6	0.06282	3.54530983
4.03	0.07032	3.89604738
4.35	0.07591	4.33509513



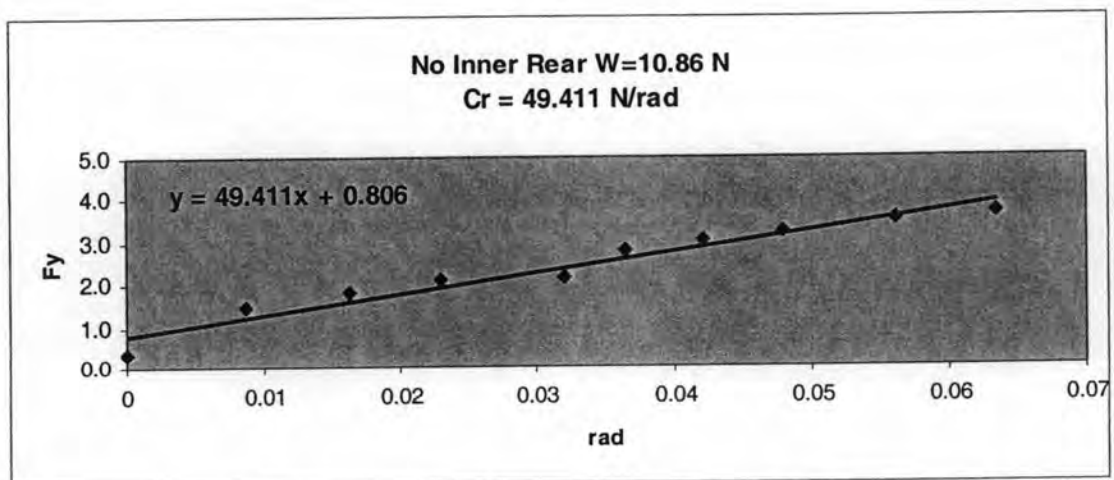
รูป ข.16 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงต้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 16

ข.17 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 4

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 4 มีลักษณะเป็น ยางหนา ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 2 จาก พื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.17 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 17

Deg	Rad	F_y
0	0	0.32407312
0.5	0.00873	1.45992446
0.93	0.01623	1.82844128
1.31	0.02286	2.09031817
1.84	0.03211	2.16786708
2.09	0.03647	2.77602077
2.41	0.04205	3.04393366
2.75	0.04799	3.25404295
3.22	0.05619	3.52734362
3.63	0.06334	3.69410592
4.03	0.07032	4.21058901
4.38	0.07643	4.98203405



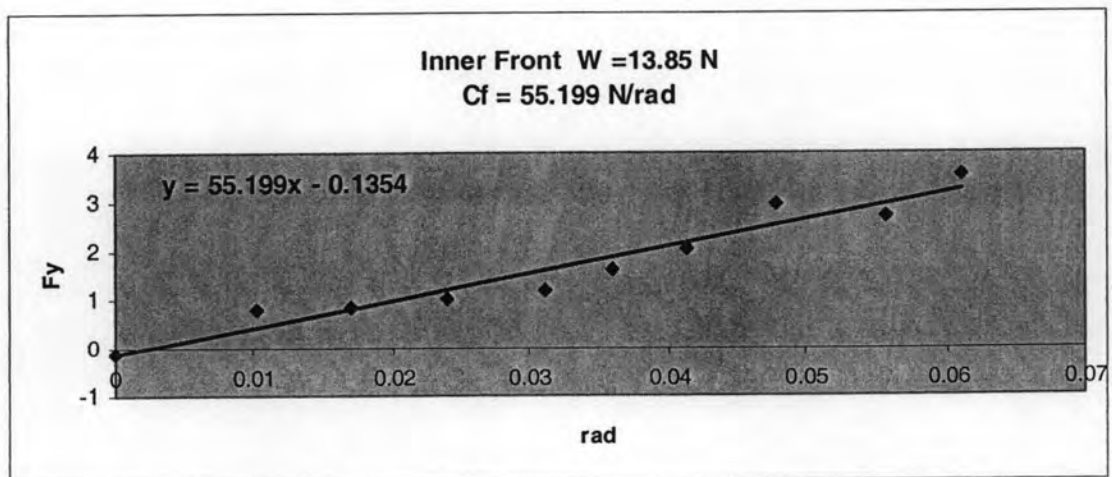
รูป ข.17 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 17

ข.18 การทดลองกรณีล้อหน้าแบบ 1 มียางใน และถนนแบบ 5

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 5 มีลักษณะเป็น ยางหนา ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 3 จาก พื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.18 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 18

Deg	Rad	F_y
0	0	-0.1182641
0.59	0.0103	0.79986828
0.97	0.01693	0.84192853
1.37	0.02391	1.02957081
1.78	0.03106	1.20250949
2.06	0.03595	1.59649003
2.37	0.04136	2.01359678
2.75	0.04799	2.95592983
3.19	0.05567	2.68869181
3.5	0.06108	3.53218197
3.88	0.06771	3.50916379
4.22	0.07364	3.73135394



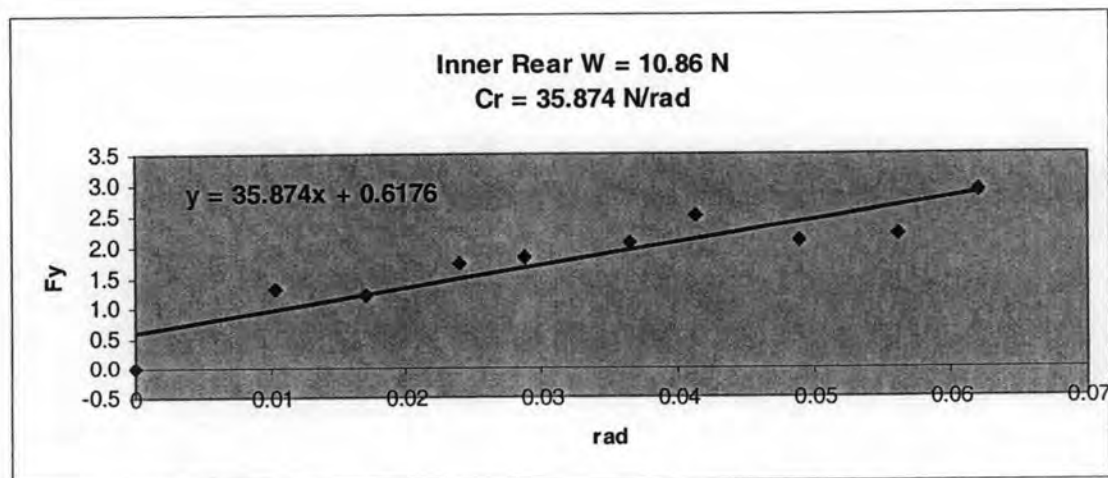
รูป ข.18 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 18

ข.19 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 มียางไน และถนนแบบ 5

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 5 มีลักษณะเป็น ยางหนา ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 3 จาก พื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.19 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 19

Deg	Rad	F_y
0	0	-0.0061359
0.59	0.0103	1.33027789
0.97	0.01693	1.2290754
1.37	0.02391	1.72507337
1.65	0.02879	1.83260047
2.09	0.03647	2.07008757
2.37	0.04136	2.47761192
2.81	0.04903	2.08947661
3.22	0.05619	2.19190723
3.56	0.06212	2.89819952
3.88	0.06771	3.6423909
4.25	0.07416	3.92028888



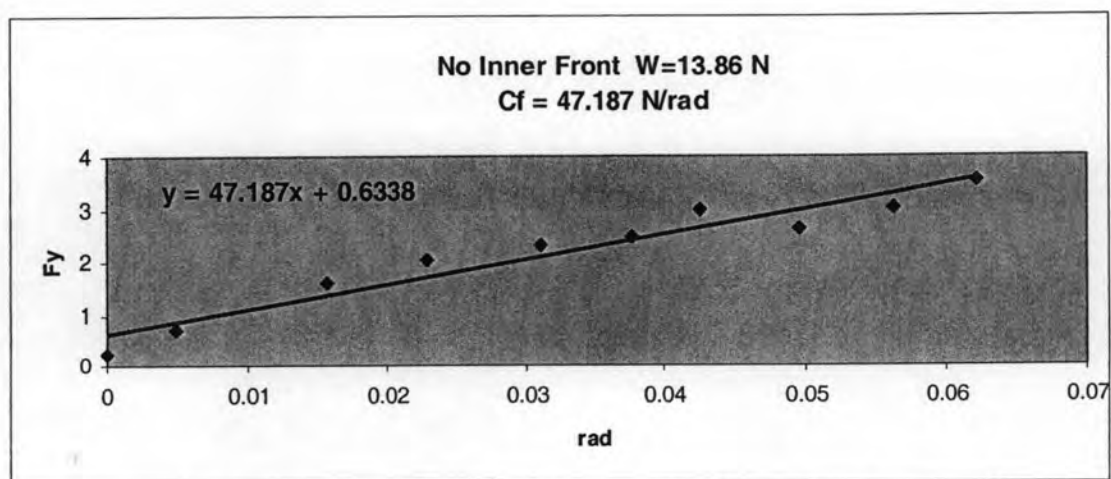
รูป ข.19 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 19

ข.20 การทดลองกรณีล้อยหน้าแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 5

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 5 มีลักษณะเป็น ยางหนา ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 3 จาก พื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.20 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 20

Deg	Rad	F_y
0	0	0.24338113
0.28	0.00489	0.72189059
0.9	0.01571	1.61811917
1.31	0.02286	2.02704172
1.78	0.03106	2.32280527
2.16	0.03769	2.45199394
2.44	0.04258	2.99418623
2.84	0.04956	2.61305709
3.22	0.05619	3.03392949
3.56	0.06212	3.53647835
3.97	0.06928	4.02544743
4.32	0.07538	3.64324868



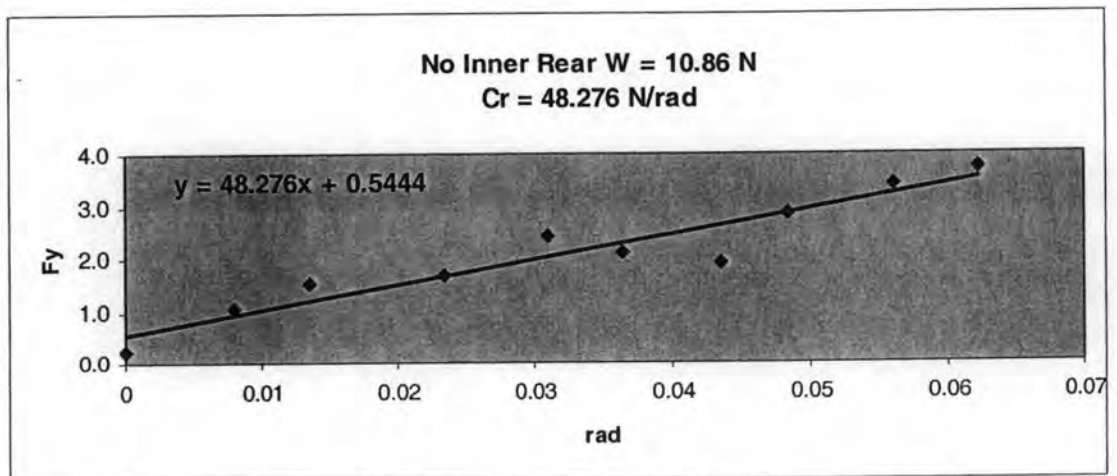
รูป ข.20 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อยหน้าการทดลองที่ 20

ข.21 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 5

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน Z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 5 มีลักษณะเป็น ยางหนา ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อมากที่สุดเป็นอันดับ 3 จาก พื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.21 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 21

Deg	Rad	F_y
0	0	0.22767812
0.46	0.00803	1.06816545
0.78	0.01361	1.54727366
1.34	0.02338	1.7021646
1.78	0.03106	2.41364667
2.09	0.03647	2.13537203
2.5	0.04363	1.92298562
2.78	0.04851	2.87753741
3.22	0.05619	3.39893089
3.56	0.06212	3.74300611
4	0.0698	4.30193187
4.32	0.07538	4.56552043



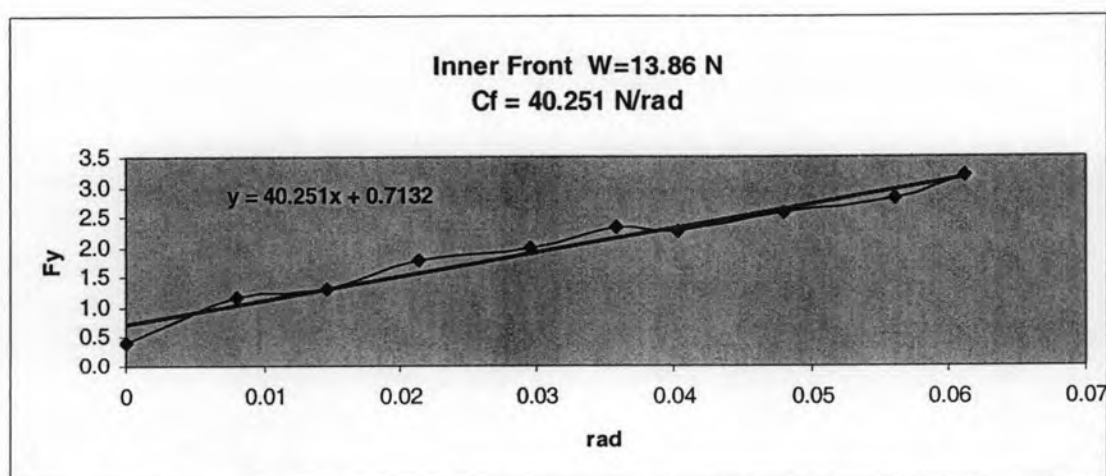
รูป ข.21 ความชันระหว่างมุมเอียงและแรงด้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 21

ข.22 การทดลองกรณีล้อหน้าแบบ 1 มียางใน และถนนแบบ 6

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 13.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 6 มีลักษณะเป็น ยางผสมกับเหล็กหนา ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อย้อยที่สุดจาก พื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.22 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 22

Deg	Rad	F_y
0	0	0.40049722
0.46	0.00803	1.15730842
0.84	0.01466	1.30618236
1.22	0.02129	1.78803079
1.69	0.02949	1.97892097
2.06	0.03595	2.3388391
2.31	0.04031	2.26794787
2.75	0.04799	2.57543526
3.22	0.05619	2.8134887
3.5	0.06108	3.18342989
3.91	0.06823	3.09941339
4.35	0.07591	3.55406994



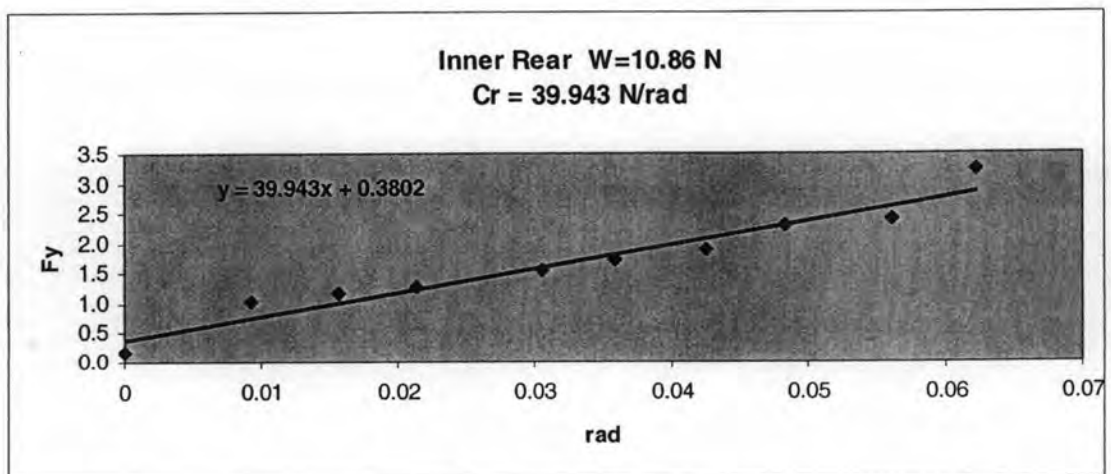
รูป ข.22 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงต้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 22

ข.23 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 มียางไน และถนนแบบ 6

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 6 มีลักษณะเป็นยางผสมกับเหล็กแผ่นบาง ผิวมีลักษณะค่อนข้างเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อย้อยที่สุดจากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.23 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 23

Deg	Rad	F_y
0	0	0.16600833
0.53	0.00925	1.03388717
0.9	0.01571	1.15712657
1.22	0.02129	1.26404763
1.75	0.03054	1.527455
2.06	0.03595	1.73176313
2.44	0.04258	1.88580677
2.78	0.04851	2.29538702
3.22	0.05619	2.38513823
3.56	0.06212	3.22215825
3.97	0.06928	3.39761504
4.28	0.07469	3.67885124



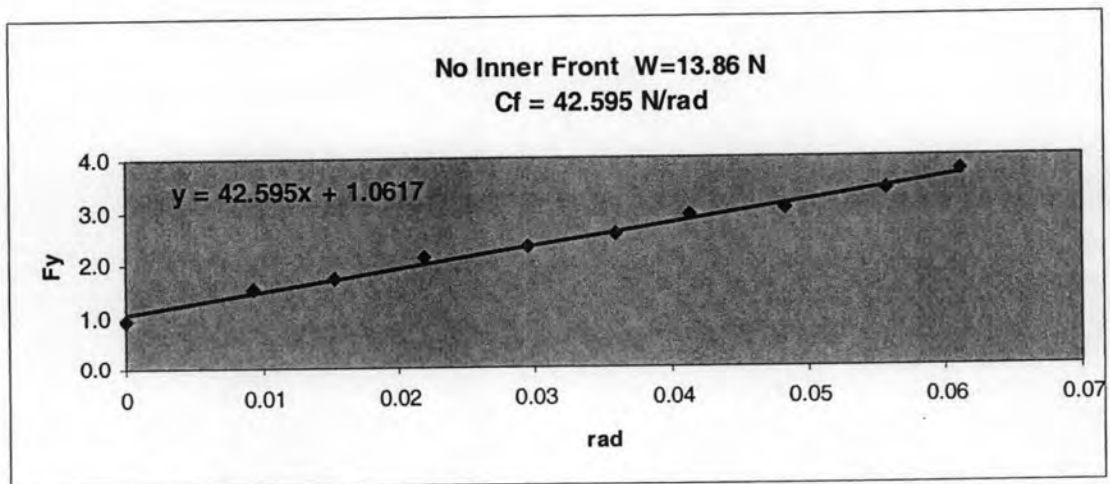
รูป ข.23 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 23

ข.24 การทดลองกรณีล้อหน้าแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 6

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 6 มีลักษณะเป็นยางผสมกับเหล็กแผ่นบาง ผิวมีลักษณะค่อนข้างเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อย้อยที่สุดจากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.24 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 24

Deg	Rad	F_y
0.00	0	0.93790432
0.53	0.00925	1.51958904
0.87	0.01518	1.71172899
1.25	0.02181	2.13497173
1.69	0.02949	2.31370762
2.06	0.03595	2.5587105
2.37	0.04136	2.88765634
2.78	0.04851	3.00218454
3.19	0.05567	3.38253016
3.50	0.06108	3.72539532
3.91	0.06823	3.76846299
4.25	0.07416	4.51154407



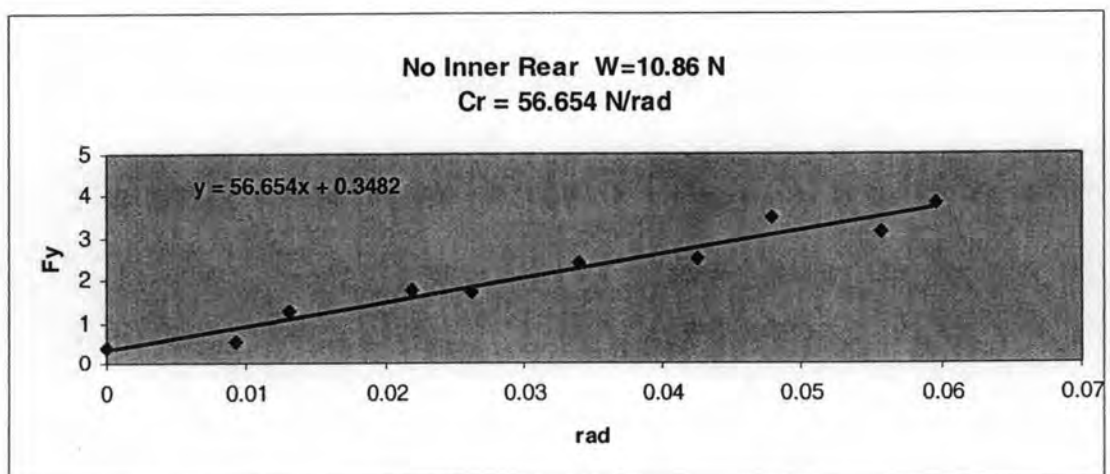
รูป ข.24 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงต้านข้างของล้อหน้าการทดลองที่ 24

ข.25 การทดลองกรณีล้อหลังแบบ 1 ไม่มียางใน และถนนแบบ 6

น้ำหนักที่กดลงในแนวแกน z มีค่า 10.86 N ลักษณะพื้นผิวถนนแบบที่ 6 มีลักษณะเป็น ยางผสมกับเหล็กแผ่นบาง ผิวมีลักษณะเรียบ มีความเกาะติดระหว่างผิวถนน และล้อย้อยที่สุด จากพื้นผิวทั้งหมด 6 แบบ เมื่อทำการทดสอบจะได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ตาราง ข.25 ค่าเฉลี่ยในการทดลองครั้งที่ 25

Deg	Rad	F_y
0	0	0.38743451
0.53	0.00925	0.54200734
0.75	0.01309	1.26068188
1.25	0.02181	1.75397894
1.5	0.02618	1.73924426
1.94	0.03385	2.42646233
2.44	0.04258	2.50793836
2.75	0.04799	3.45634126
3.19	0.05567	3.14961682
3.41	0.0595	3.81603129
3.81	0.06648	3.94095615
4.32	0.07538	3.87342367



รูป ข.25 ความชันระหว่างมุมเลี้ยวและแรงด้านข้างของล้อหลังการทดลองที่ 25

ภาคผนวก ค.

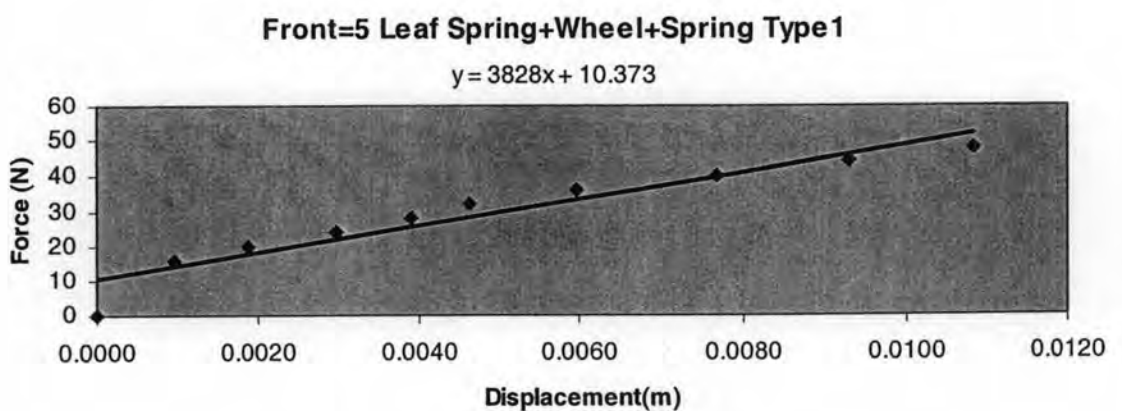
ผลการทดลองค่าหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่ง (K)

ค.1 การทดลองกรณีล้อหน้า แหนบ 5 แผ่น มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.1 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อหน้า ในกรณีที่ใช้แหนบ 5 แผ่น มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.1

ตารางที่ ค.1 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณีที่ 1

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
1.60	0.094502	16	0.000945
2.00	0.188134	20	0.001881
2.40	0.298681	24	0.002987
2.80	0.391165	28	0.003912
3.20	0.462433	32	0.004624
3.60	0.597833	36	0.005978
4.00	0.768746	40	0.007687
4.40	0.930766	44	0.009308
4.80	1.081618	48	0.010816



รูปที่ ค.1 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณีที่ 1

จากการทดลองในกรณีที่ 1 จะได้ค่าค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อเท่ากับ

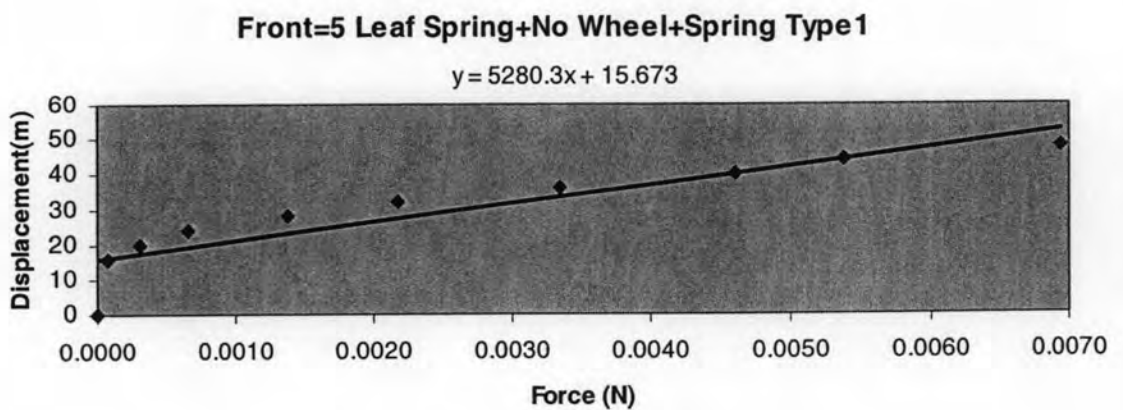
$$K = 3828 \text{ N/m}$$

ค.2 การทดลองกรณีล้อหน้า แหนบ 5 แผ่น ไม่มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.2 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อหน้า ในกรณีที่ใช้แหนบ 5 แผ่น ไม่มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.2

ตารางที่ ค.2 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณีที่ 2

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
1.60	0.006914	16	0.000069
2.00	0.030100	20	0.000301
2.40	0.066070	24	0.000661
2.80	0.138160	28	0.001382
3.20	0.216717	32	0.002167
3.60	0.335564	36	0.003356
4.00	0.460244	40	0.004602
4.40	0.538778	44	0.005388
4.80	0.693490	48	0.006935



รูปที่ ค.2 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณีที่ 2

จากการทดลองในกรณีที่ 2 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อเท่ากับ

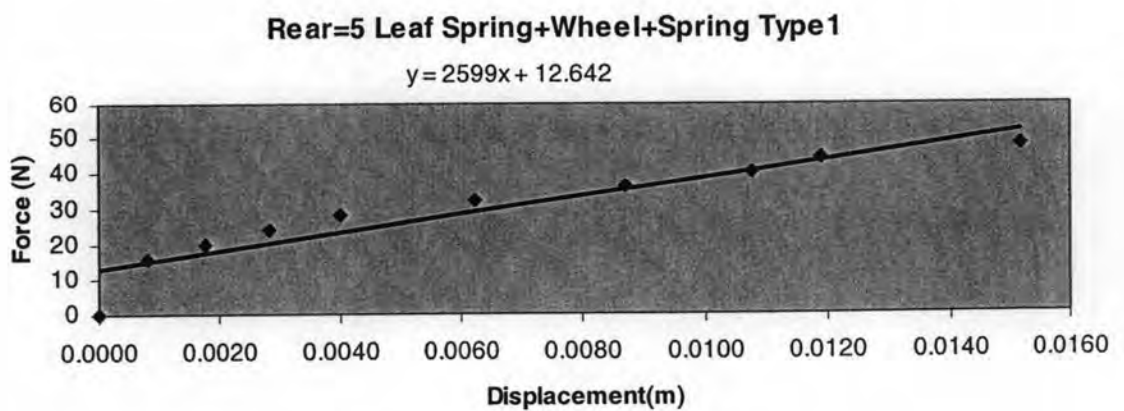
$$K = 5280.3 \text{ N/m}$$

ค.3 การทดลองกรณีล้อหลัง แหนบ 5 แผ่น มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.3 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อหลัง ในกรณีที่ใช้แหนบ 5 แผ่น มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.3

ตารางที่ ค.3 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณีที่ 3

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
1.60	0.080316	16	0.000803
2.00	0.176655	20	0.001767
2.40	0.282217	24	0.002822
2.80	0.400856	28	0.004009
3.20	0.623201	32	0.006232
3.60	0.871562	36	0.008716
4.00	1.076146	40	0.010761
4.40	1.188510	44	0.011885
4.80	1.517356	48	0.015174



รูปที่ ค.3 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณีที่ 3

จากการทดลองในกรณีที่ 3 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อเท่ากับ

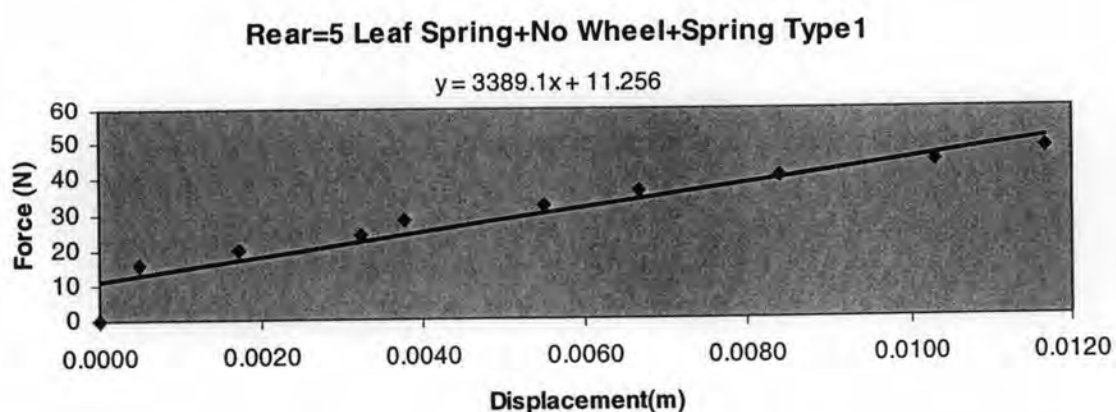
$$K = 2599 \text{ N/m}$$

ค.4 การทดลองกรณีล้อหลัง แหนบ 5 แผ่น ไม่มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.4 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อหลัง ในกรณีที่ใช้แหนบ 5 แผ่น ไม่มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.4

ตารางที่ ค.4 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณี 4

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
1.60	0.050545	16	0.000505
2.00	0.171642	20	0.001716
2.40	0.321671	24	0.003217
2.80	0.376740	28	0.003767
3.20	0.549857	32	0.005499
3.60	0.667920	36	0.006679
4.00	0.841171	40	0.008412
4.40	1.029182	44	0.010292
4.80	1.167899	48	0.011679



รูปที่ ค.4 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณี 4

จากการทดลองในกรณี 4 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อเท่ากับ

$$K = 3389.1 \text{ N/m}$$

ค.5 การทดลองกรณีล้อหน้า แหนบ 3 แผ่น มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.5 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อหน้า ในกรณีที่ใช้แหนบ 3 แผ่น มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.5

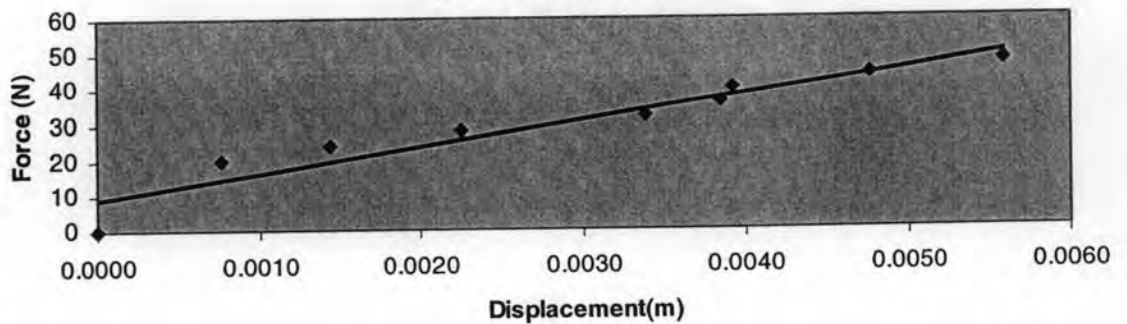
ตารางที่ ค.5 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณีที่ 5

มวล (kg)	ระยะ (cm)
0.00	0.000000
2.00	0.076407
2.40	0.144241
2.80	0.225025
3.20	0.338418
3.60	0.384656
4.00	0.392331
4.40	0.476641
4.80	0.559259

Force (N)	Distance(m)
0	0.000000
20	0.000764
24	0.001442
28	0.002250
32	0.003384
36	0.003847
40	0.003923
44	0.004766
48	0.005593

Front=3 Leaf Spring+Wheel+Spring Type 1

$$y = 7383.9x + 8.9158$$



รูปที่ ค.5 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณีที่ 5

จากการทดลองในกรณีที่ 5 จะได้ค่าค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อเท่ากับ

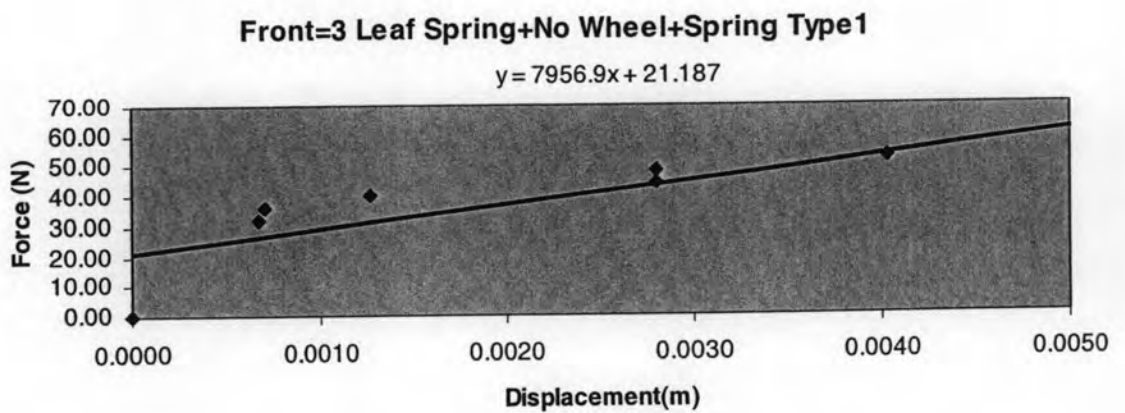
$$K = 7383.9 \text{ N/m}$$

ค.6 การทดลองกรณีล้อหน้า แหนบ 3 แผ่น ไม่มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.6 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ล้อหน้า ในกรณีที่ใช้แหนบ 3 แผ่น ไม่มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.6

ตารางที่ ค.6 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณีที่ 6

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
3.20	0.066603	32	0.000666
3.60	0.070539	36	0.000705
4.00	0.127752	40	0.001278
4.40	0.280823	44	0.002808
4.80	0.280823	48	0.002808
5.20	0.402386	52	0.004024
5.60	0.511748	56	0.005117
6.00	0.492566	60	0.004926



รูปที่ ค.6 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณีที่ 6

จากการทดลองในกรณีที่ 6 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ล้อเท่ากับ

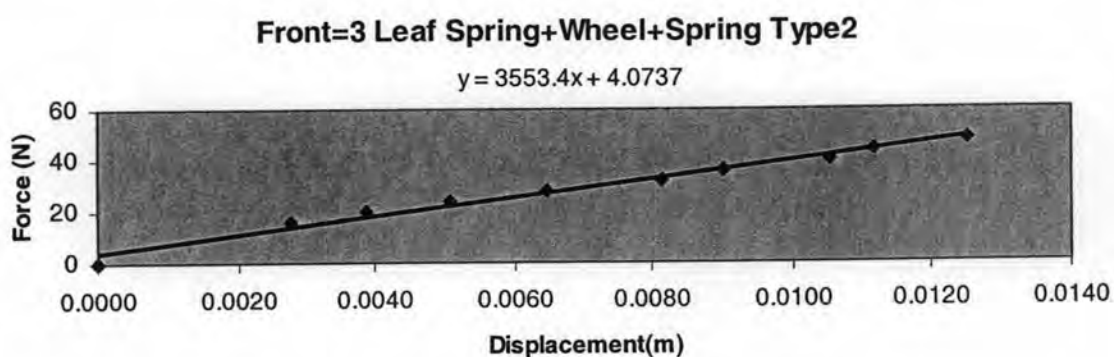
$$K = 7956.9 \text{ N/m}$$

ค.7 การทดลองกรณีล้อหน้า แหนบ 3 แผ่น มีล้อ สปริงชนิดที่ 2

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.7 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อหน้า ในกรณีที่ใช้แหนบ 3 แผ่น มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 2 ดังรูปที่ ค.7

ตารางที่ ค.7 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณี 7

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
1.60	0.278133	16	0.002781
2.00	0.388470	20	0.003885
2.40	0.506063	24	0.005061
2.80	0.647756	28	0.006478
3.20	0.812689	32	0.008127
3.60	0.900478	36	0.009005
4.00	1.054297	40	0.010543
4.40	1.118086	44	0.011181
4.80	1.252438	48	0.012524



รูปที่ ค.7 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณี 7

จากการทดลองในกรณี 7 จะได้ค่าค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อเท่ากับ

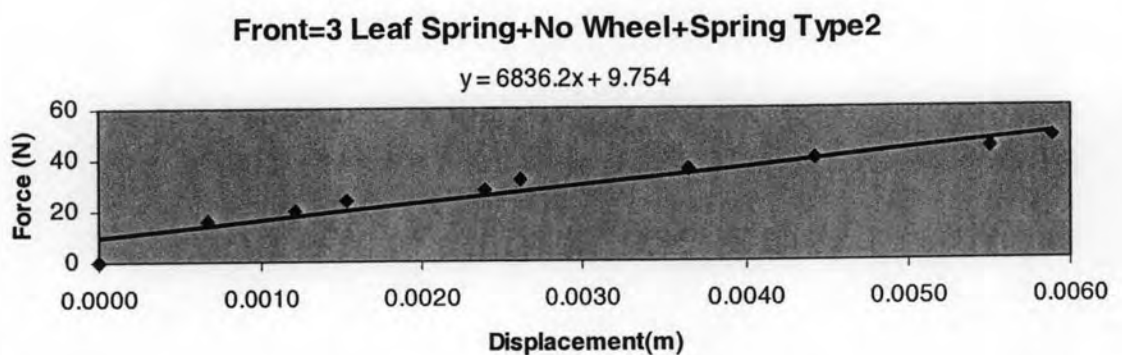
$$K = 3553.4 \text{ N/m}$$

ค.8 การทดลองกรณีล้อหน้า แหนบ 3 แผ่น ไม่มีล้อ สปริงชนิดที่ 2

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.8 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อหน้า ในกรณีที่ใช้แหนบ 3 แผ่น ไม่มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 2 ดังรูปที่ ค.8

ตารางที่ ค.8 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณีที่ 8

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
1.60	0.066273	16	0.000663
2.00	0.121698	20	0.001217
2.40	0.153210	24	0.001532
2.80	0.238141	28	0.002381
3.20	0.260755	32	0.002608
3.60	0.364769	36	0.003648
4.00	0.442317	40	0.004423
4.40	0.550496	44	0.005505
4.80	0.588403	48	0.005884



รูปที่ ค.8 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณีที่ 8

จากการทดลองในกรณีที่ 8 จะได้ค่าค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงที่ล้อเท่ากับ

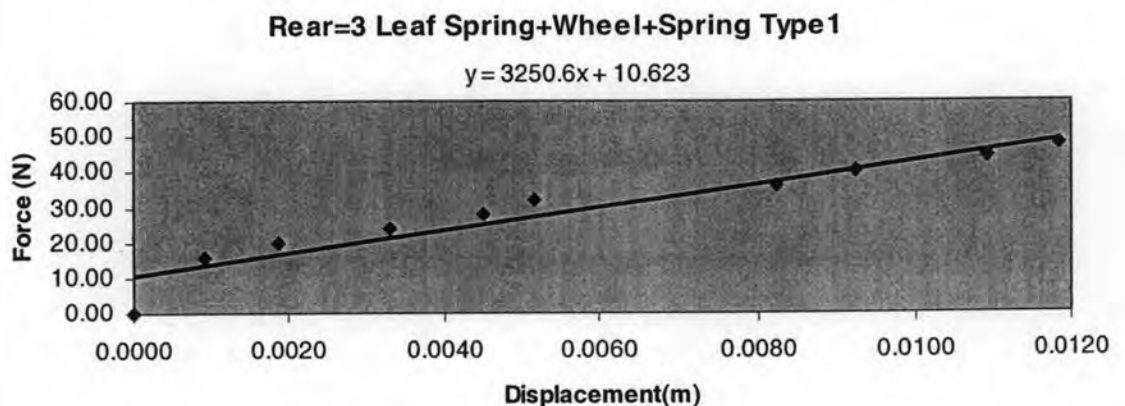
$$K = 6836.2 \text{ N/m}$$

ค.9 การทดลองกรณีล้อหลัง แหนบ 3 แผ่น มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.9 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ล้อหลัง ในกรณีที่ใช้แหนบ 3 แผ่น มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.9

ตารางที่ ค.9 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณีนี้ 9

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
1.60	0.089486	16	0.000895
2.00	0.186727	20	0.001867
2.40	0.328420	24	0.003284
2.80	0.448879	28	0.004489
3.20	0.514742	32	0.005147
3.60	0.825210	36	0.008252
4.00	0.924465	40	0.009245
4.40	1.090555	44	0.010906
4.80	1.183334	48	0.011833



รูปที่ ค.9 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณีนี้ 9

จากการทดลองในกรณีนี้ 9 จะได้ค่าค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ล้อเท่ากับ

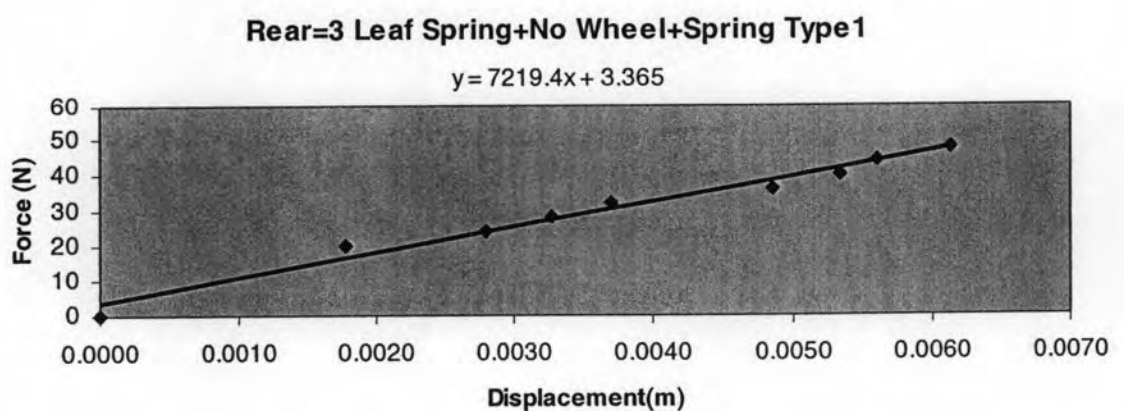
$$K = 3250.6 \text{ N/m}$$

ค.10 การทดลองกรณีล้อหลัง แหนบ 3 แผ่น ไม่มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.10 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อหลัง ในกรณีที่ใช้แหนบ 3 แผ่น ไม่มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.10

ตารางที่ ค.10 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณีที่ 10

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
2.00	0.178637	20	0.001786
2.40	0.279349	24	0.002793
2.80	0.328164	28	0.003282
3.20	0.370242	32	0.003702
3.60	0.485530	36	0.004855
4.00	0.534424	40	0.005344
4.40	0.559656	44	0.005597
4.80	0.612118	48	0.006121



รูปที่ ค.10 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณีที่ 10

จากการทดลองในกรณีที่ 10 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อเท่ากับ

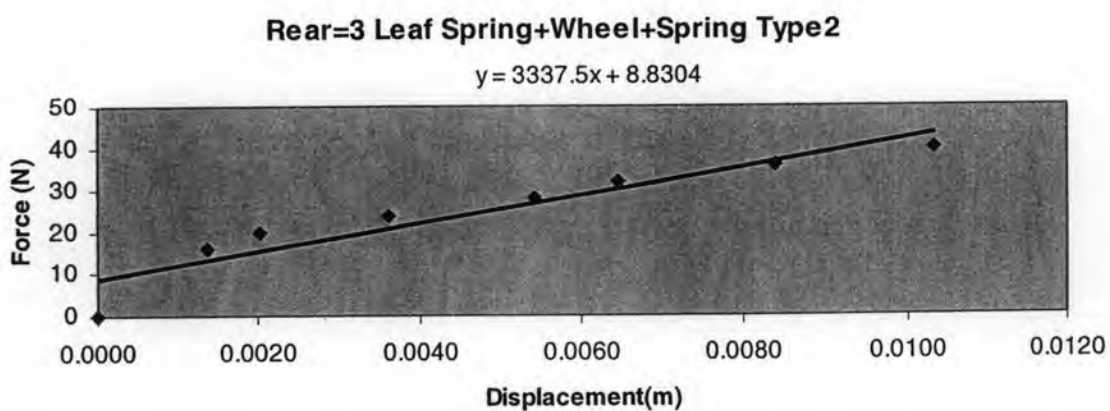
$$K = 7219.4 \text{ N/m}$$

ค.11 การทดลองกรณีล้อหลัง แหนบ 3 แผ่น มีล้อ สปริงชนิดที่ 2

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.11 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อหลัง ในกรณีที่ใช้แหนบ 3 แผ่น มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 2 ดังรูปที่ ค.11

ตารางที่ ค.11 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณีนี้ 11

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
1.60	0.136837	16	0.001368
2.00	0.203184	20	0.002032
2.40	0.359973	24	0.003600
2.80	0.541402	28	0.005414
3.20	0.644235	32	0.006442
3.60	0.838843	36	0.008388
4.00	1.031532	40	0.010315
4.40	1.045847	44	0.010458



รูปที่ ค.11 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณีนี้ 11

จากการทดลองในกรณีนี้ 11 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อเท่ากับ

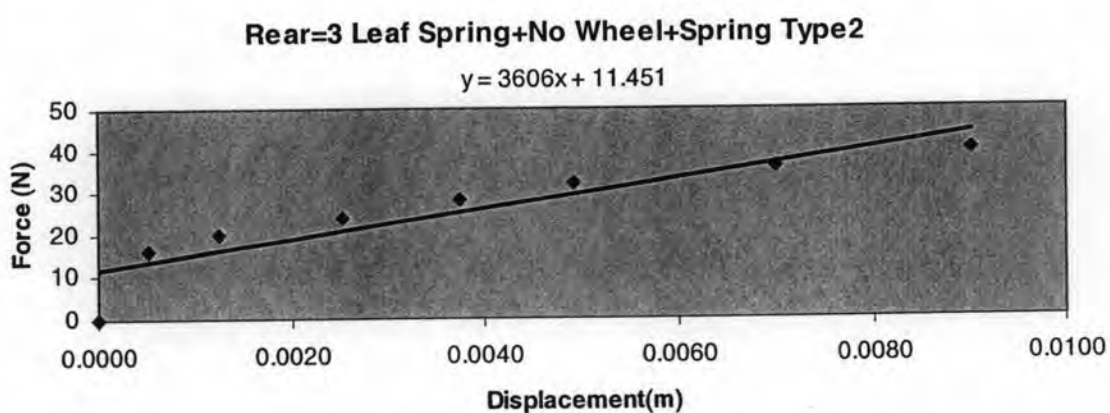
$$K = 3337.5 \text{ N/m}$$

ค.12 การทดลองกรณีล้อหลัง แหนบ 3 แผ่น ไม่มีล้อ สปริงชนิดที่ 2

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.12 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อหลัง ในกรณีที่ใช้แหนบ 3 แผ่น ไม่มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 2 ดังรูปที่ ค.12

ตารางที่ ค.12 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณี 12

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
1.60	0.051230	16	0.000512
2.00	0.125478	20	0.001255
2.40	0.251129	24	0.002511
2.80	0.374387	28	0.003744
3.20	0.491187	32	0.004912
3.60	0.699772	36	0.006998
4.00	0.901638	40	0.009016
4.40	0.898712	44	0.008987
4.80	0.901890	48	0.009019



รูปที่ ค.12 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณี 12

จากการทดลองในกรณี 12 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อเท่ากับ

$$K = 3606 \text{ N/m}$$

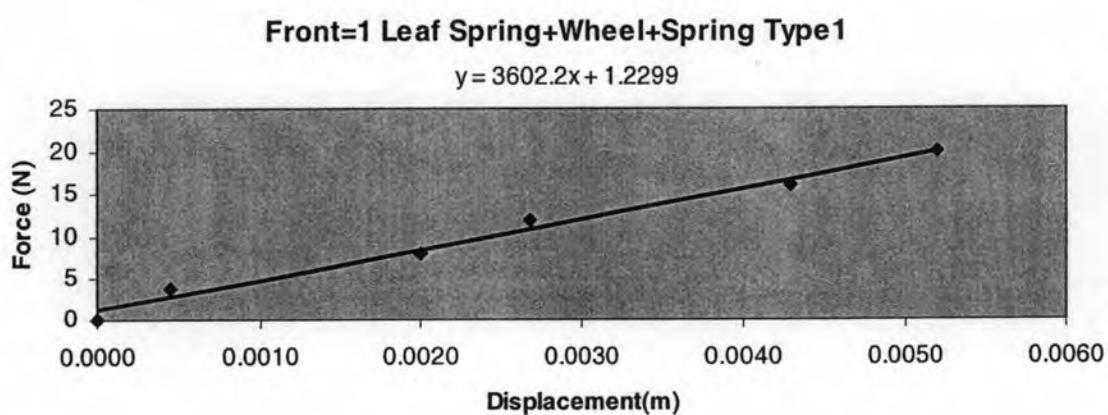
ค.13 การทดลองกรณีล้อหน้า แหนบ 1 แผ่น มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.13 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อหน้า ในกรณีที่ใช้แหนบ 1 แผ่น มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.13

ตารางที่ ค.13 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณี 13

มวล (kg)	ระยะ (cm)
0.00	0.000000
0.40	0.044422
0.80	0.200446
1.20	0.267359
1.60	0.428488
2.00	0.520085

Force (N)	Distance(m)
0	0.000000
4	0.000444
8	0.002004
12	0.002674
16	0.004285
20	0.005201



รูปที่ ค.13 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณี 13

จากการทดลองในกรณี 13 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อเท่ากับ

$$K = 3602.2 \text{ N/m}$$

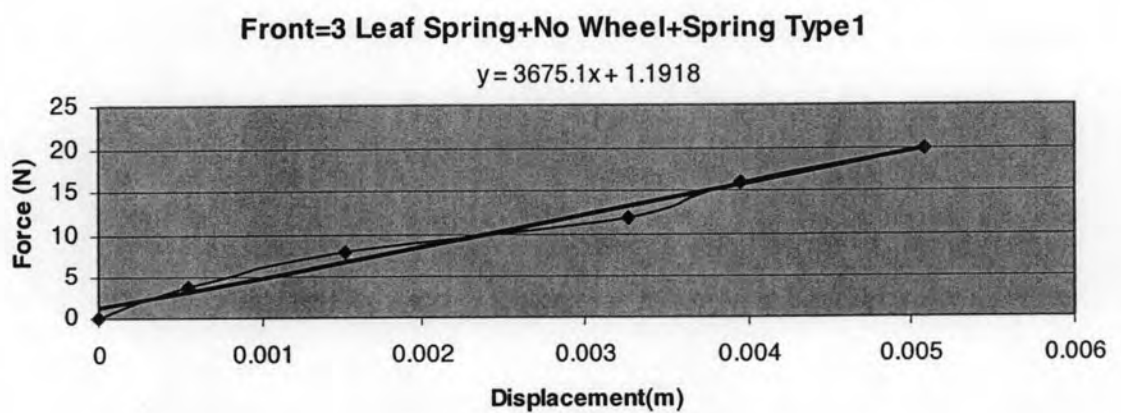
ค.14 การทดลองกรณีล้อหน้า แหนบ 1 แผ่น ไม่มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.14 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อหน้า ในกรณีที่ใช้แหนบ 1 แผ่น ไม่มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.14

ตารางที่ ค.14 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณี 14

มวล (kg)	ระยะ (cm)
0.00	0.000000
0.40	0.054082
0.80	0.153012
1.20	0.326907
1.60	0.395513
2.00	0.508536

Force (N)	Distance(m)
0	0.000000
4	0.000541
8	0.001530
12	0.003269
16	0.003955
20	0.005085



รูปที่ ค.14 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณี 14

จากการทดลองในกรณีที่ 14 จะได้ค่าค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อเท่ากับ

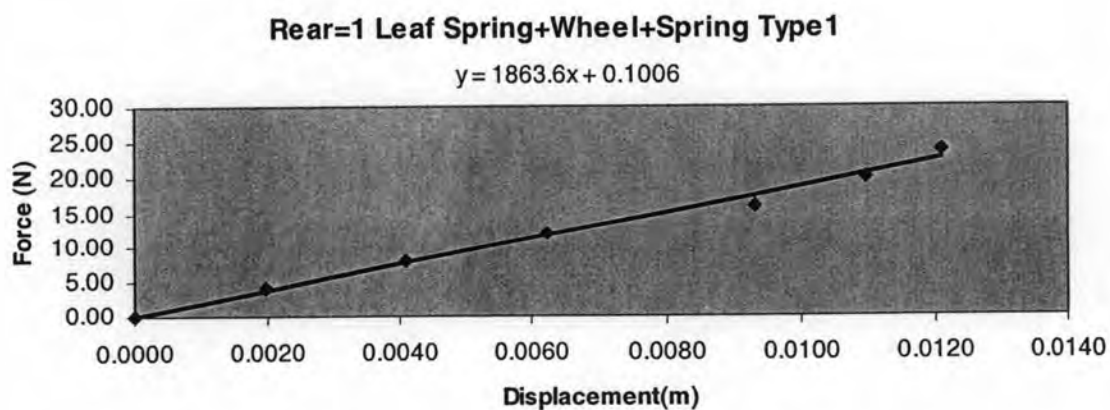
$$K = 3675.1 \text{ N/m}$$

ค.15 การทดลองกรณีล้อหลัง แหนบ 1 แผ่น มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.15 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อหลัง ในกรณีที่ใช้แหนบ 1 แผ่น มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.15

ตารางที่ ค.15 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณี 15

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
0.40	0.197904	4	0.001979
0.80	0.409583	8	0.004096
1.20	0.623782	12	0.006238
1.60	0.930809	16	0.009308
2.00	1.098910	20	0.010989
2.40	1.208682	24	0.012087



รูปที่ ค.15 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณี 15

จากการทดลองในกรณี 15 จะได้ค่าค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อเท่ากับ

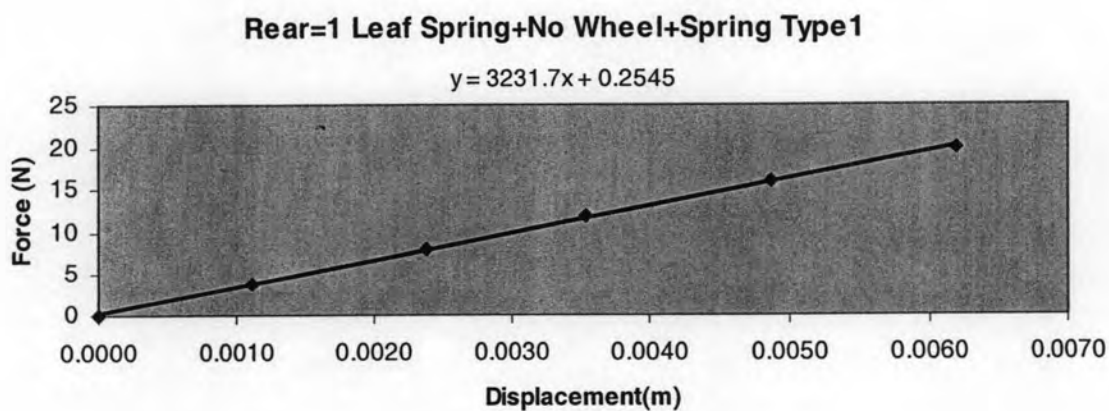
$$K = 1863.6 \text{ N/m}$$

ค.16 การทดลองกรณีล้อหลัง แหนบ 1 แผ่น ไม่มีล้อ สปริงชนิดที่ 1

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ ค.16 เมื่อนำไปพล็อตกราฟจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อหลัง ในกรณีที่ใช้แหนบ 1 แผ่น ไม่มีล้อ และใช้สปริงชนิดที่ 1 ดังรูปที่ ค.16

ตารางที่ ค.16 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองกรณี 16

มวล (kg)	ระยะ (cm)	Force (N)	Distance(m)
0.00	0.000000	0	0.000000
0.40	0.112316	4	0.001123
0.80	0.237850	8	0.002379
1.20	0.354814	12	0.003548
1.60	0.486534	16	0.004865
2.00	0.617849	20	0.006178



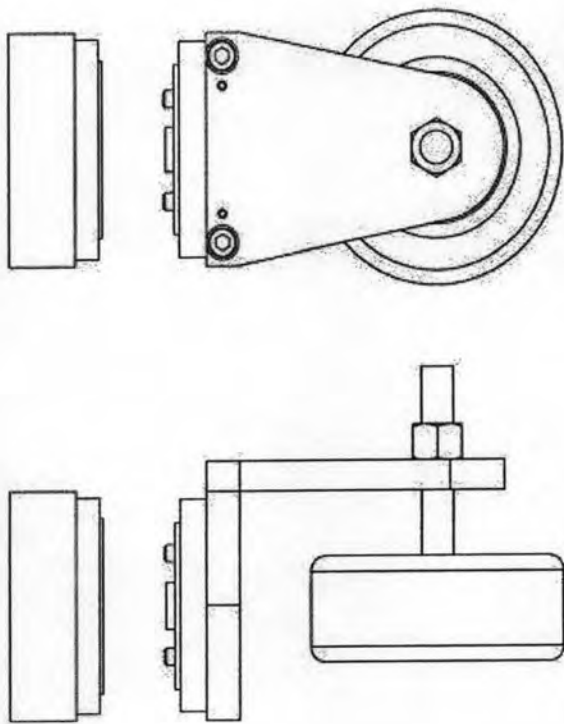
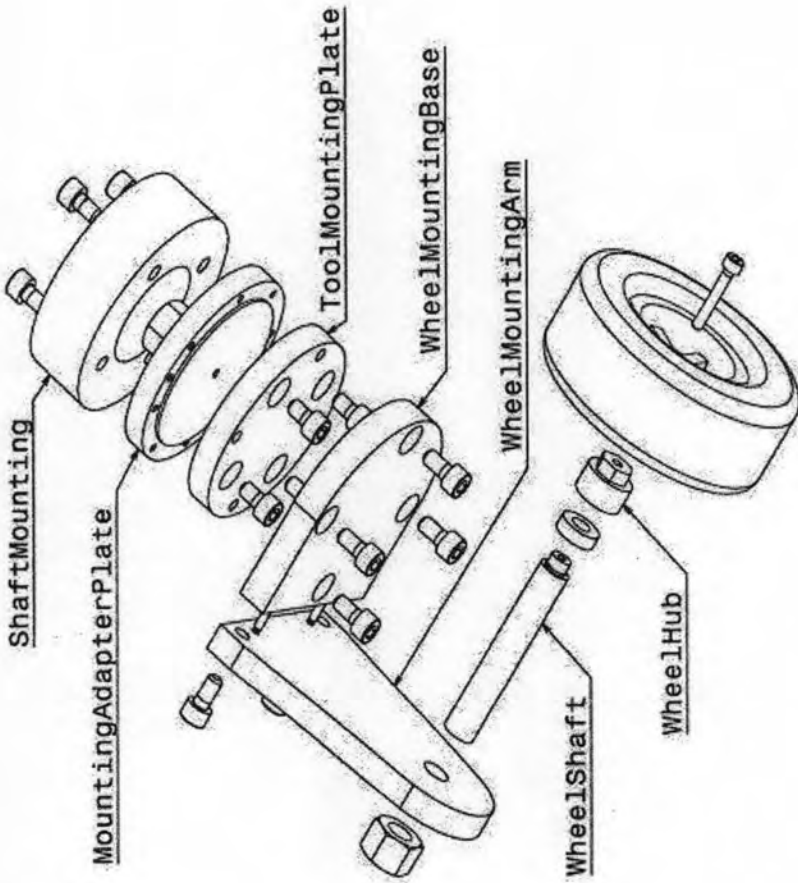
รูปที่ ค.16 แสดงค่ากราฟในการทดลองกรณี 16

จากการทดลองในกรณี 16 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งที่ล้อเท่ากับ

$$K = 3231.7 \text{ N/m}$$

ภาคผนวก ง.

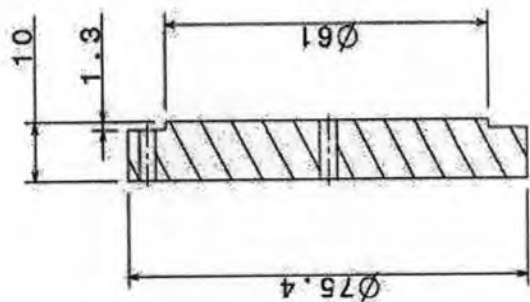
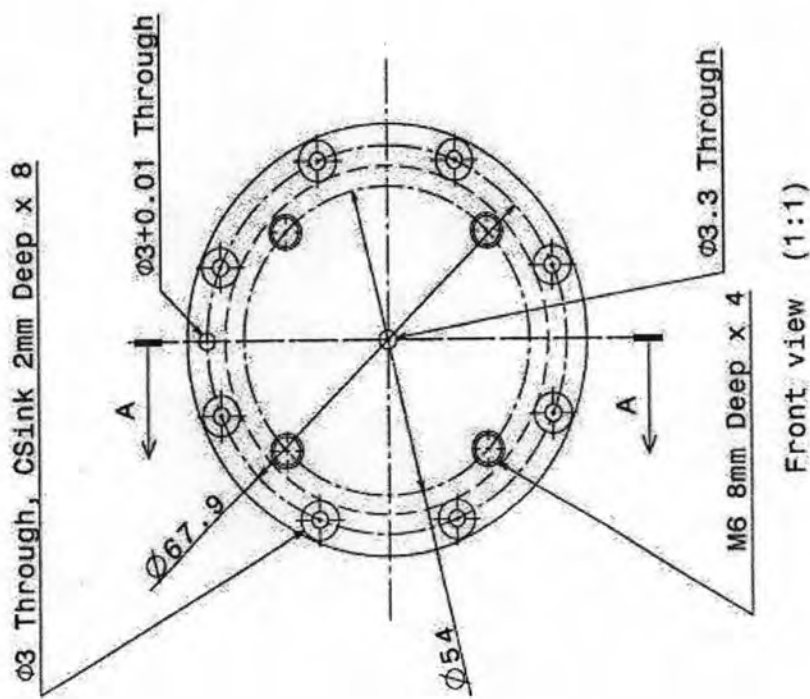
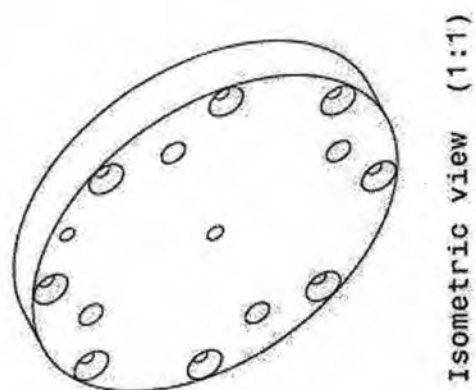
แบบทางเครื่องกลของเครื่องหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่ยางล้อกระทำกับผิวถนน



Isometric view (1:2)

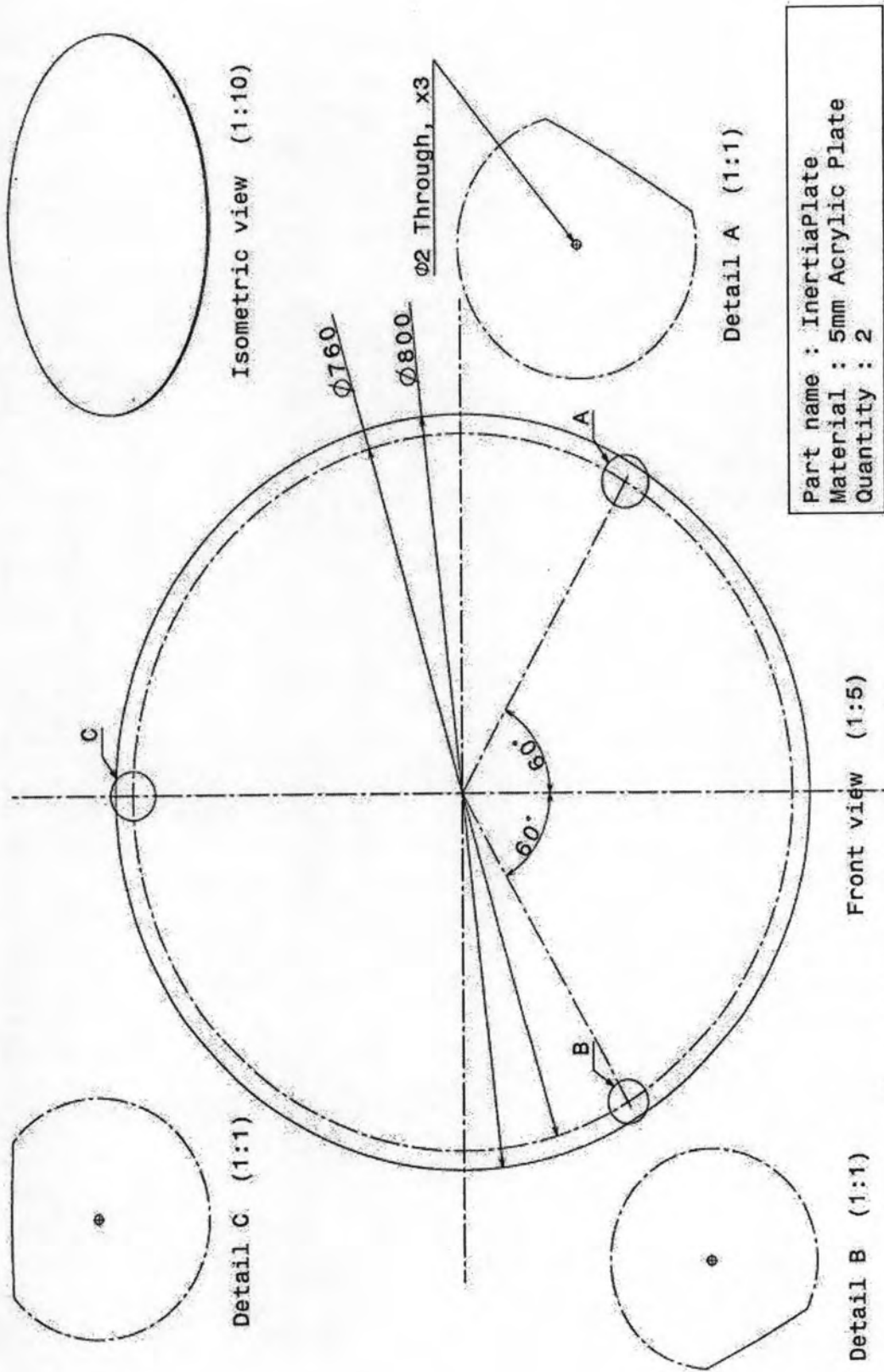
Assembly View

รูปที่ ง.1 แบบทางเครื่องกลด้วยรวมของชุดทดสอบในส่วนล่าง

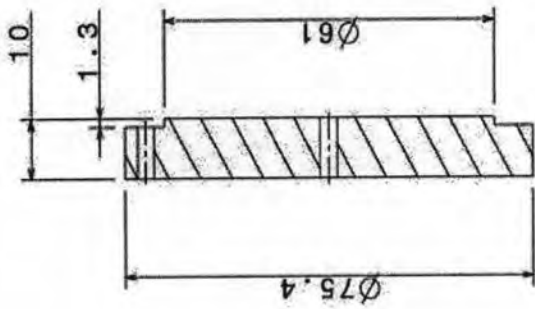
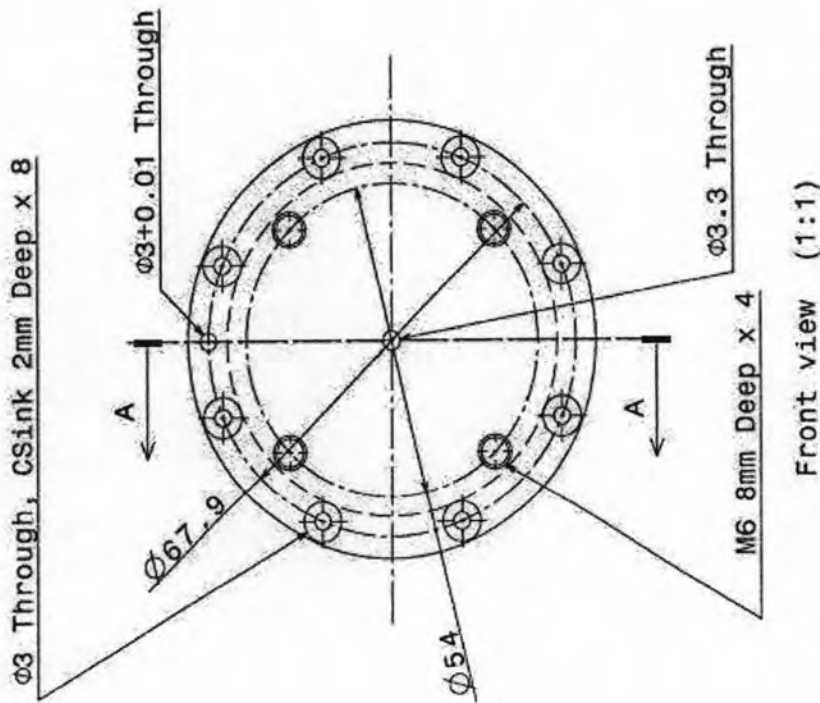
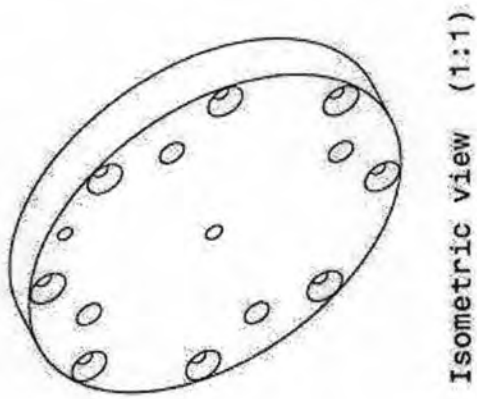


Part name : MountingAdapterPlate
 Material : Stainless
 Quantity : 1

รูปที่ ๓.2 แผ่นตัวยึดเซนเซอร์ในส่วนของดัดตัวที่ 1

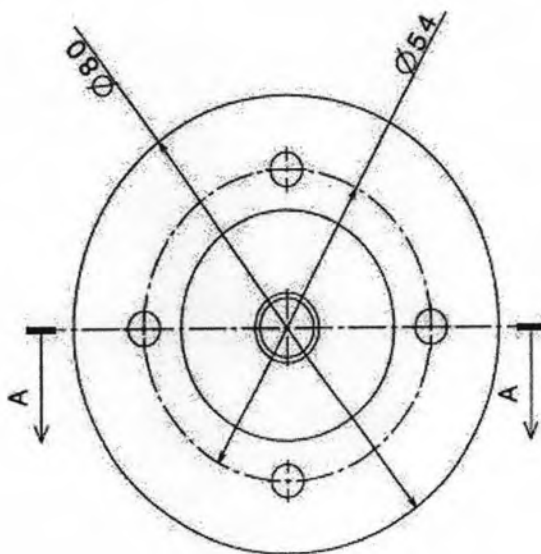


รูปที่ ๓.3 แผ่นสำหรับหาค่าโมเมนต์ความเฉื่อยของยานพาหนะ



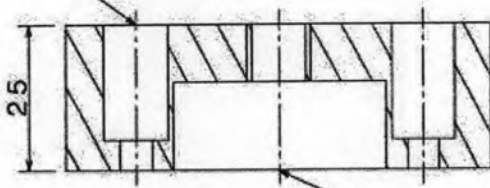
Part name : MountingAdapterPlate
Material : Stainless
Quantity : 1

รูปที่ ๓.4 แผ่นตัวยึดเซนเซอร์ในส่วนของลวดตัวที่ 2



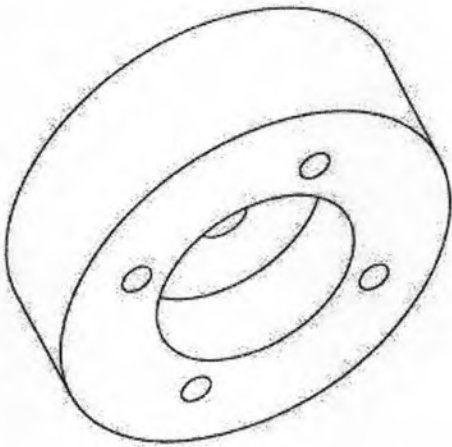
Front view (1:1)

Ø6 Through,
CBore Ø12 20mm Deep, x4



M12 Through,
CBore Ø40 15mm Deep

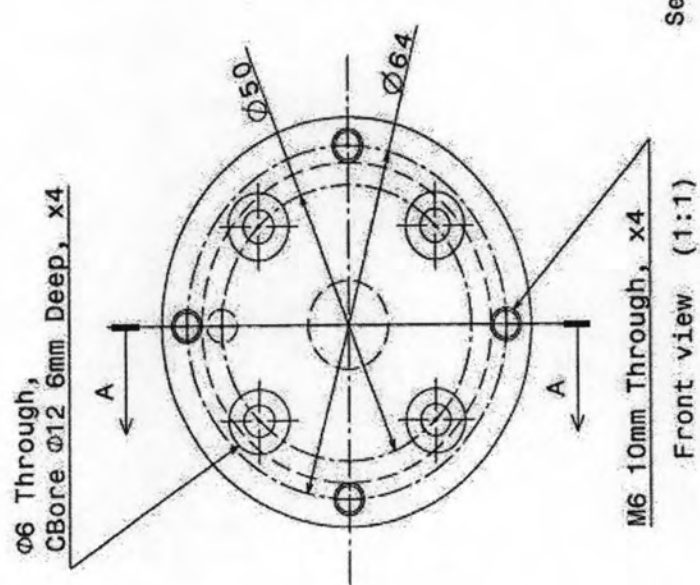
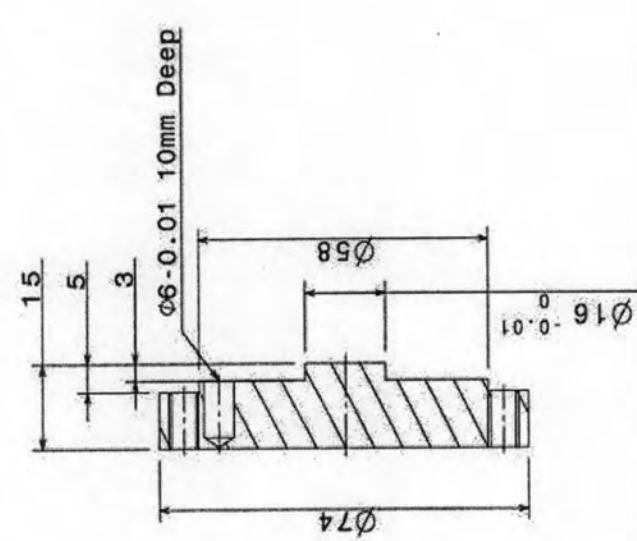
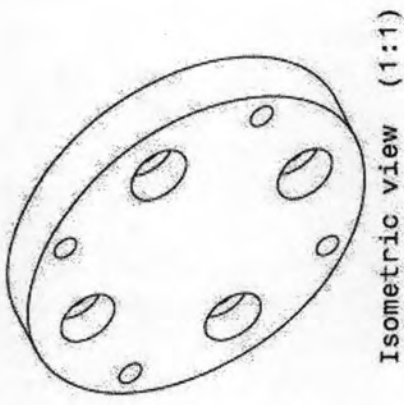
Section view A-A (1:1)



Isometric view (1:1)

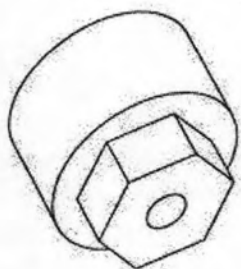
Part name : ShaftMounting
Material : Aluminium
Quantity : 1

รูปที่ ๓.5 แผ่นตัวยึดของล้อ

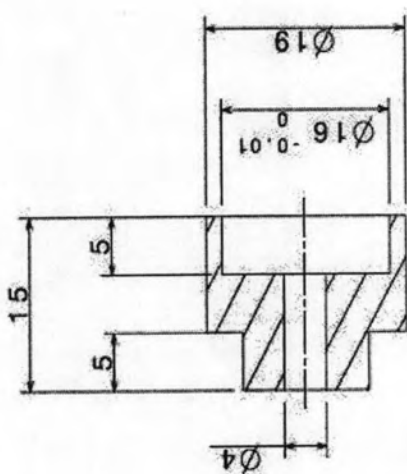


Part name : ToolMountingPlate
 Material : Stainless
 Quantity : 1

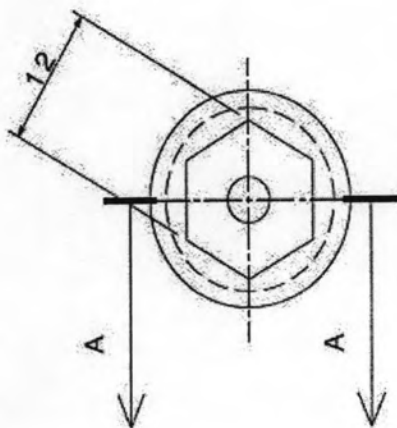
รูปที่ 3.6 แผ่นตัวยึดอุปกรณ์



Isometric view (2:1)



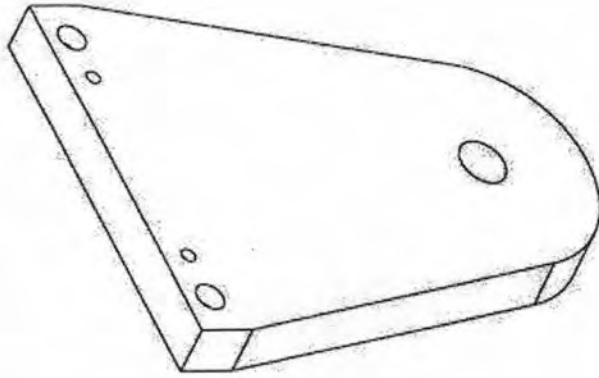
Section view A-A (2:1)



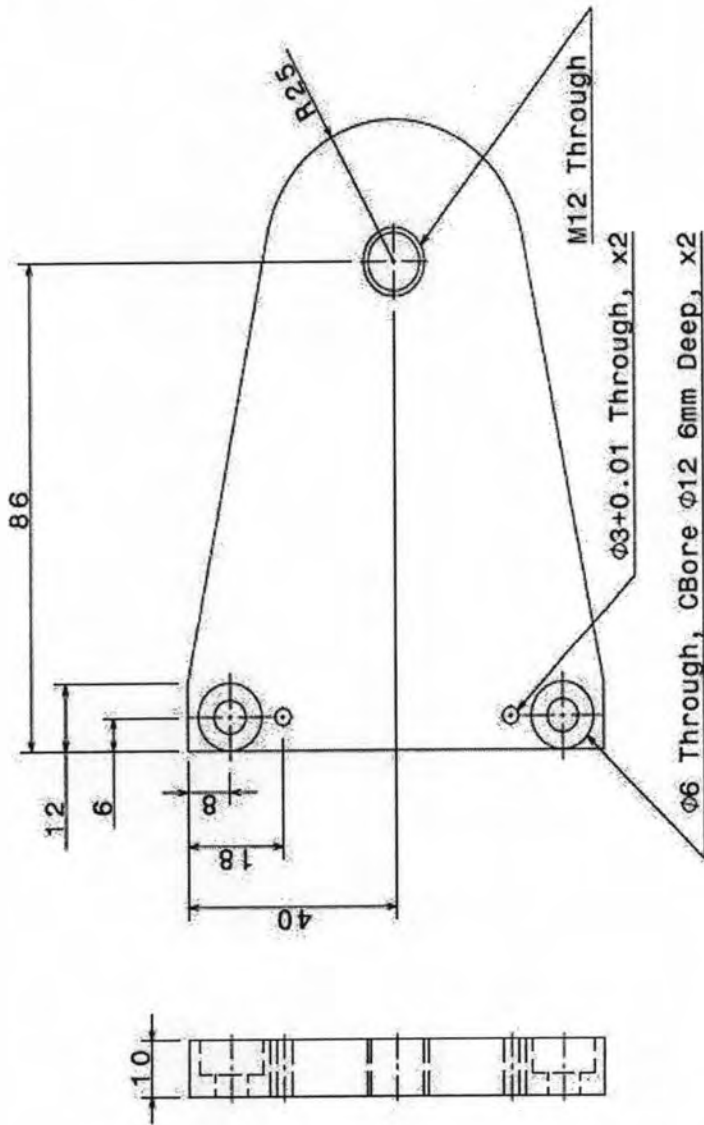
Front view (2:1)

Part name : WheelHub Material : Aluminium Quantity : 1
--

รูปที่ ง.7 ตัวยึดแกนล้อ



Isometric view (1:1)

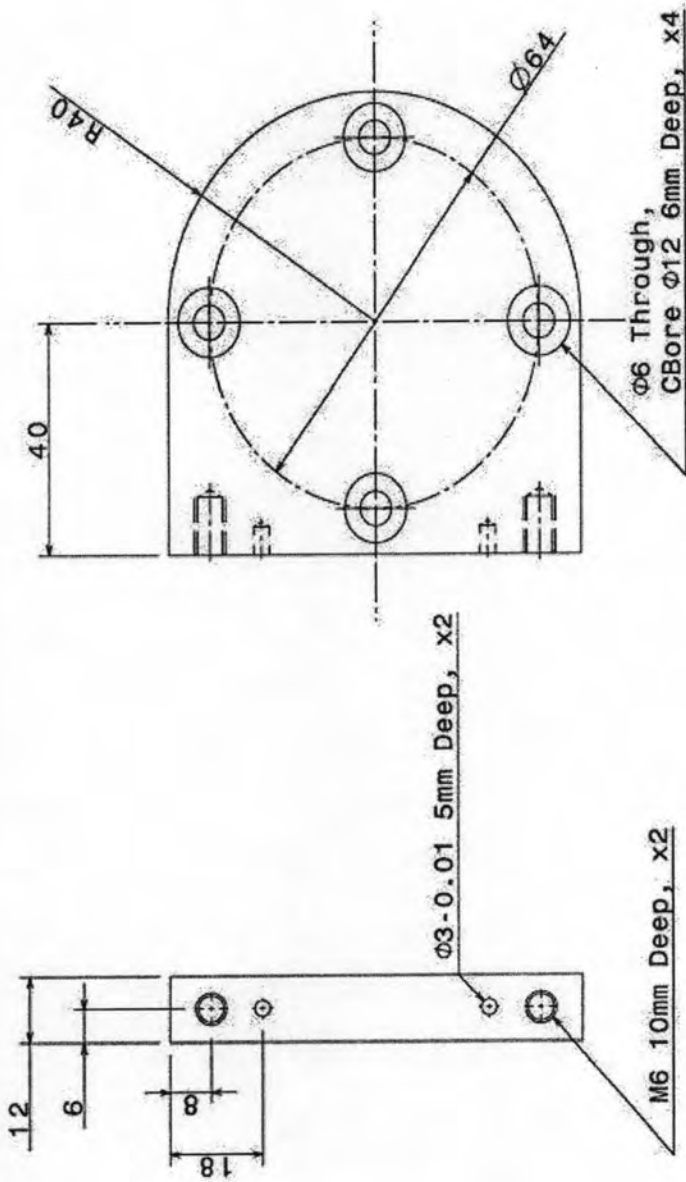
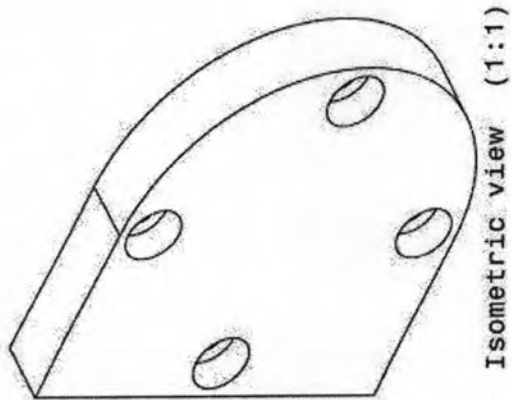


Front view (1:1)

Left view (1:1)

Part name : WheelMountingArm
Material : Aluminium
Quantity : 1

รูปที่ ๓.๘ แผนที่ยึดระหว่างเซนเซอร์และล้อ

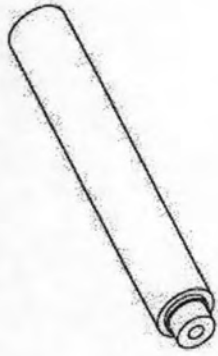


Front view (1:1)

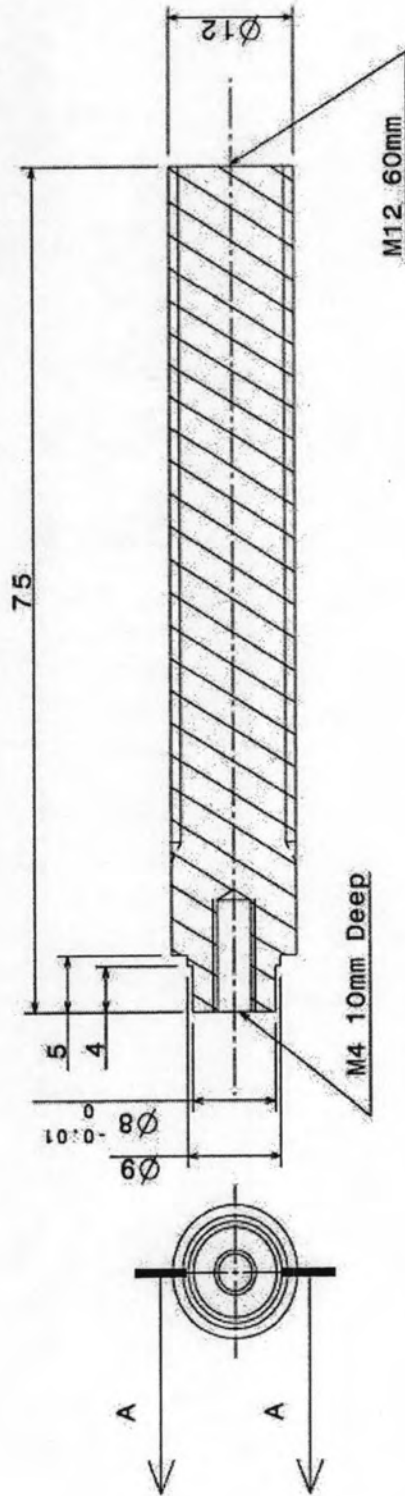
Left view (1:1)

Part name : WheelMountingBase
 Material : Aluminium
 Quantity : 1

รูปที่ ๓.๑ แผ่นหลักตัวยึดชุดเซนเซอร์



Isometric view (1:1)



Front view (2:1)

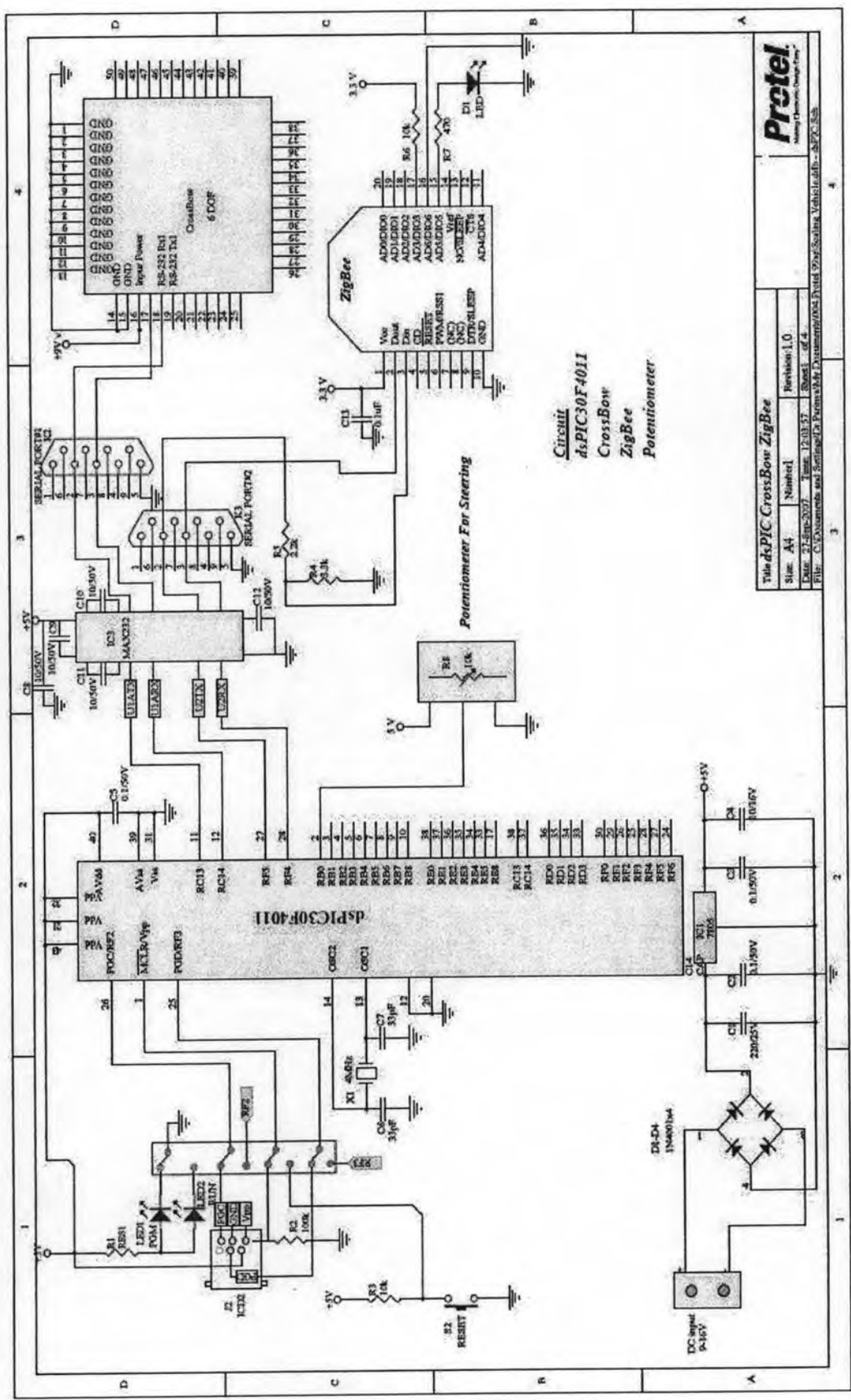
Section view A-A (2:1)

Part name : WheelShaft
Material : Stainless
Quantity : 1

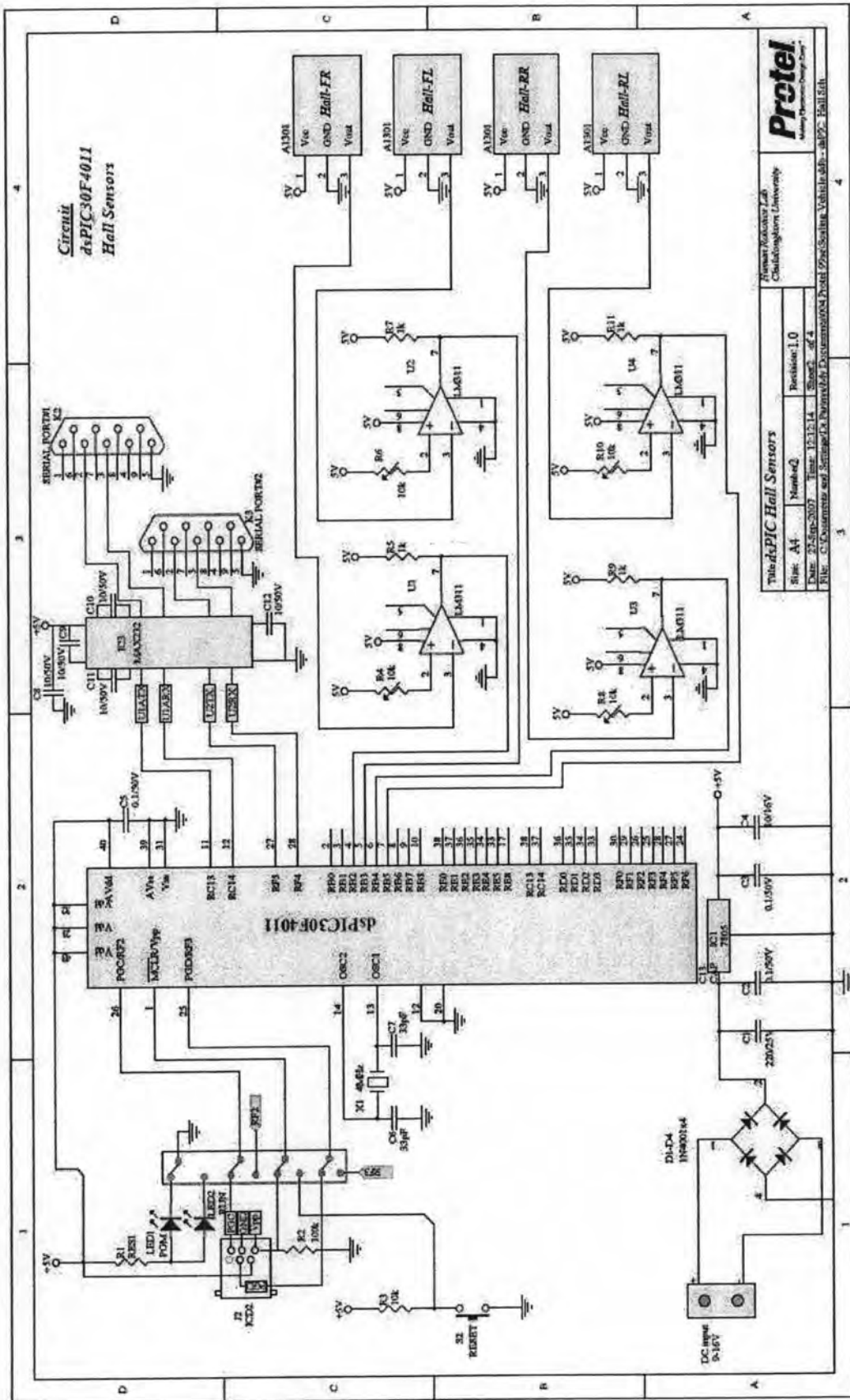
รูปที่ ง.10 แกนล้อในการต่ออุปกรณ์

ภาคผนวก จ.

วงจรทางไฟฟ้าการเชื่อมต่อของวงจรถานพาหนะจริงแบบย่อส่วน



รูปที่ จ.1 วงจรเชื่อมต่อของตัวประมวลผลหลักกับชุดส่งรับ-ข้อมูลไร้สายและชุด IMU



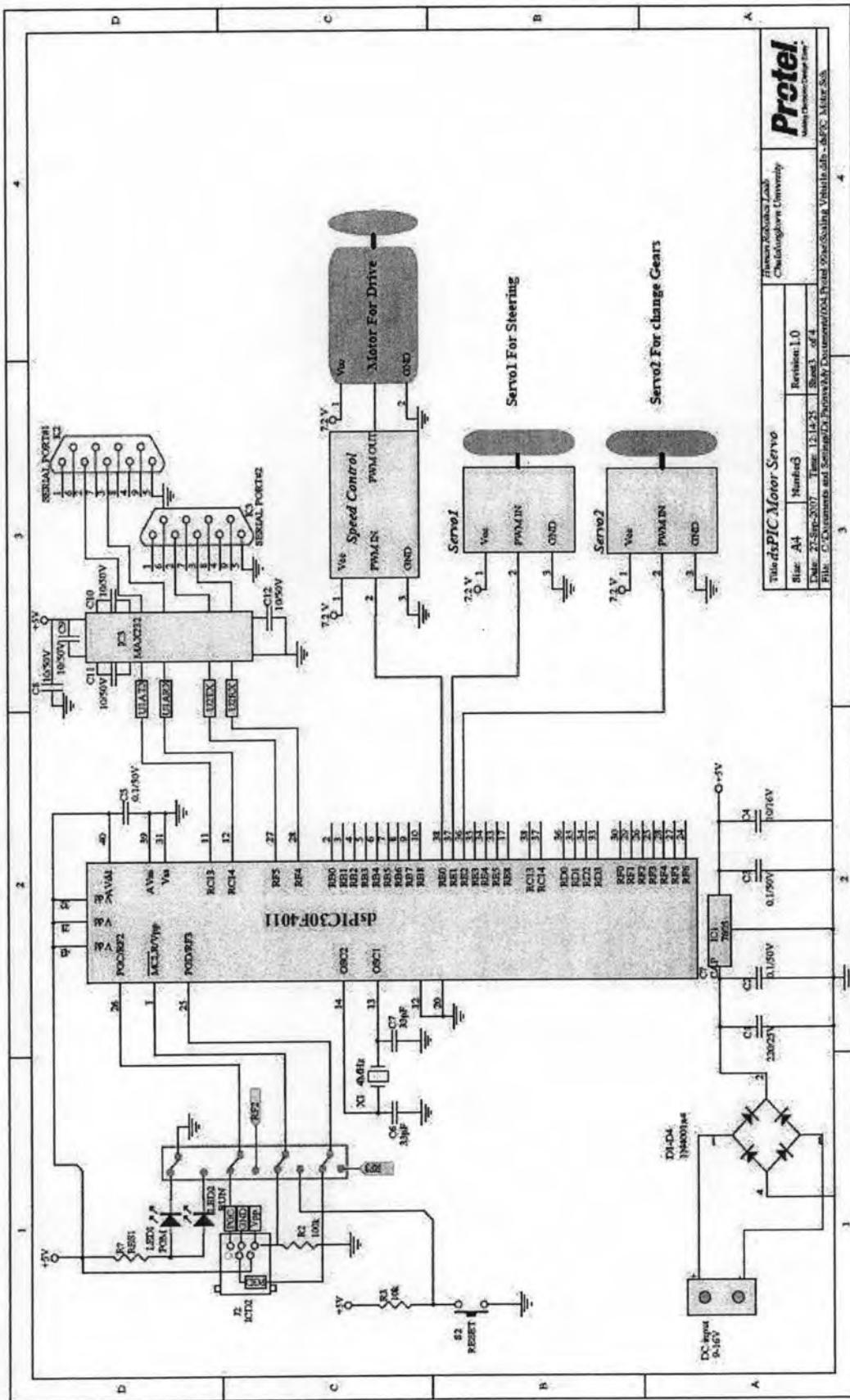
รูปที่ จ.2 วงจรเชื่อมต่อของตัวประมวลผลหลักกับชุดวัดความเร็วล้อ

Protel
Many Electronic Design Tools

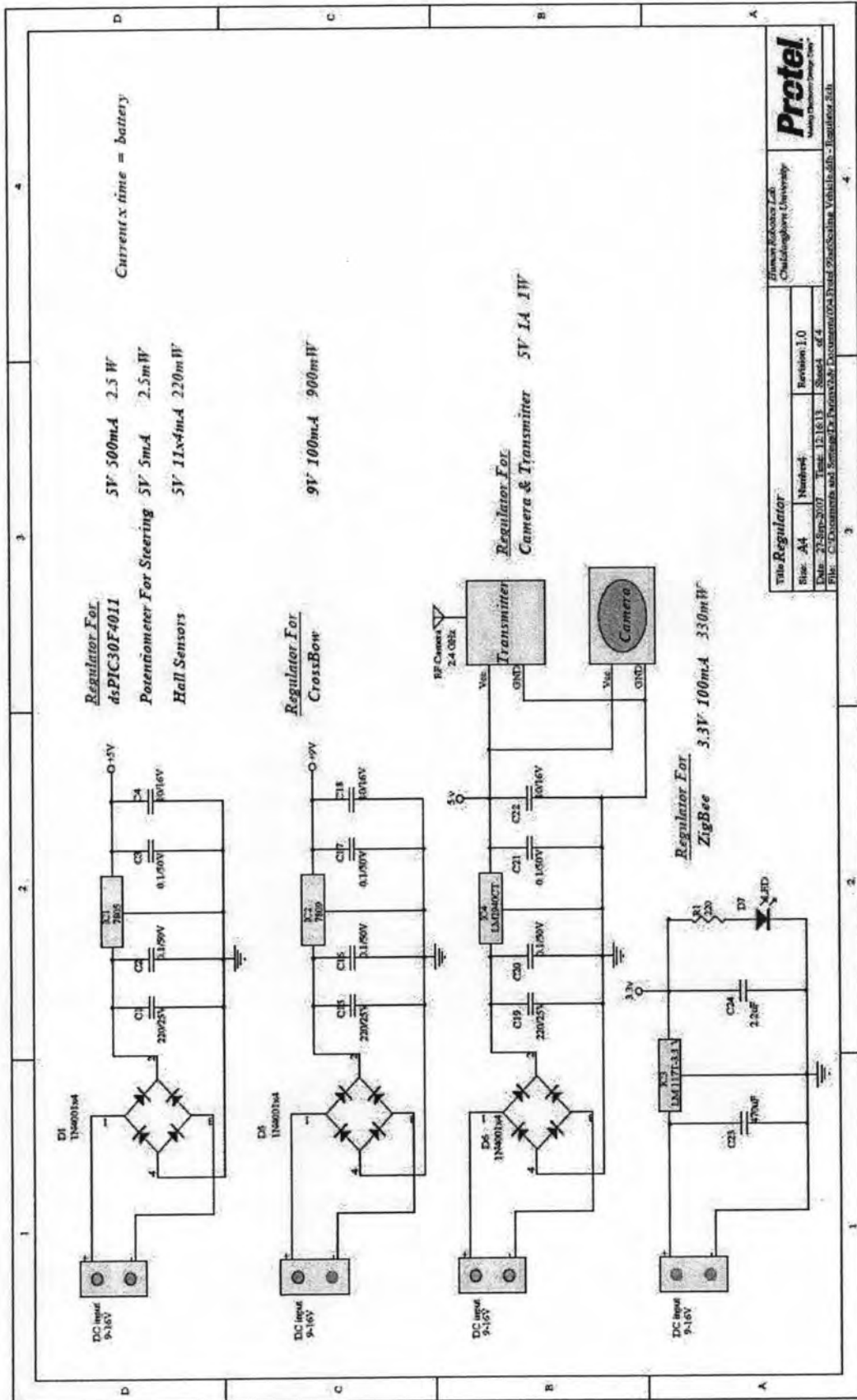
ThailandPIC Hall Sensors

File: c:\Documents and Settings\A Pathomthong\Local Desktop\ThailandPIC Hall Sensors\ThailandPIC Hall Sensors.PcbLib	Revision: 1.0
Date: 27-Sep-2007	Time: 17:12:14
Sheet: 4 of 4	

Project Location: Lab
Chulalongkorn University



รูปที่ ๑.3 วงจรเชื่อมต่อของตัวประมวลผลหลักกับชุดมอเตอร์กระแสตรงและเซอร์โวมอเตอร์



รูปที่ 4.4 วงจรภาคจ่ายไฟให้แก่แต่ละส่วนของอุปกรณ์

ภาคผนวก จ.
บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21
17-19 ตุลาคม 2550 จังหวัดชลบุรี

ยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนสำหรับการจำลองพลศาสตร์

A Scaling Vehicle for Dynamic Simulation

วิทยา วันณสุโกประสิทธิ์ ปริญญา วัฒนกุลชัย และ กฤษดา จันทร์แดง
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330
โทร 0-2186588 โทรสาร 0-2186588 อีเมล Parinya.Wa@student.chula.ac.th Witaya.W@chula.ac.th

Wittaya Wannasuphopsit, Parinya Wattananukulchai, and Krisssada Chundang
Department of Mechanical Engineering , Faculty of Engineering , Chulalongkorn University ,
Phatumwan , Bangkok 10330, Thailand
Tel: 0-21686588, Fax: 0-21686588, E-mail: Parinya.Wa@student.chula.ac.th, Witaya.W@chula.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการศึกษาและออกแบบยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนสำหรับการจำลองทางพลศาสตร์ โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อใช้ในการทดสอบพลศาสตร์ยานยนต์โดยให้มีการตอบสนองที่สมมูลกันระหว่างยานพาหนะจริงกับยานพาหนะจริงย่อส่วน ในการออกแบบนั้นได้ยึดตาม กฎสเกลลิง หลักทฤษฎีการวิเคราะห์เชิงมิติ และวิธีการจัดกลุ่มของพาย เพื่อให้ผลการตอบสนองสมมูลกับยานพาหนะจริง ในการพัฒนายานยนต์ย่อส่วนนี้ จำเป็นต้องปรับแต่งค่าต่าง ๆ เพื่อให้กลุ่มพายต่างมีค่าที่สอดคล้องกัน การติดตั้งชิ้นส่วน อุปกรณ์ตรวจวัดและระบบส่งข้อมูลทั้งหมดนี้จะต้องสอดคล้องกับทฤษฎีและกฎดังกล่าว เพื่อให้มีพลศาสตร์ที่คล้ายคลึงกับยานพาหนะจริง โดยจะใช้ในการวิจัยระดับสูงด้านพลศาสตร์ยานยนต์

Abstract

This paper addresses the study and design of a scaling vehicle for dynamic simulation. This scaling vehicle will have equivalent responses comparing to the real vehicle and be used for vehicle dynamic research. The scaling vehicle is designed based on the Scaling Law. Key designed parameters are analyzed and calculated by using Dimension analysis and PI's theorem. This scaling vehicle equipped with accelerometer, inertia sensors, wheel velocity sensors, positioning sensor, wireless transmission and so on.

1. บทนำ

การจำลองการเคลื่อนที่ของยานพาหนะโดยวิธีการจำลองจากคอมพิวเตอร์มีประโยชน์มากที่ความคล่องตัว แต่มีข้อจำกัดหลักที่ความถูกต้องของสมการทางคณิตศาสตร์ (Math model) เพราะไม่มีสมการทางคณิตศาสตร์ใดที่จะสามารถอธิบายถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นกับระบบ

ได้อย่างสมบูรณ์ ดังเห็นได้จากการพัฒนาผลิตภัณฑ์ยานยนต์ซึ่งจำเป็นต้องสร้างต้นแบบจริงเพื่อทดสอบ และต้องสร้างหลายรุ่นเพื่อทดสอบและปรับปรุง อย่างไรก็ตามยานยนต์จริงต้นแบบเสียเวลาในการสร้างและพัฒนาที่มีราคาสูงมาก

ในงานวิจัยนี้เสนอรูปแบบของการทดสอบพลศาสตร์ยานยนต์ โดยพัฒนาสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนตามหลักวิศวกรรมเพื่อใช้ในการทดสอบพลศาสตร์ยานยนต์โดยยังสามารถทดสอบโดยใช้ร่วมกับสมการทางคณิตศาสตร์อีกด้วย ซึ่งกระบวนการเหล่านี้สามารถนำเอาไปใช้ในการออกแบบและปรับปรุงยานพาหนะจริงได้ ประโยชน์ที่ได้รับจากการใช้ยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน แทนที่จะใช้ยานพาหนะจริงคือช่วยลดต้นทุนเป็นอย่างมากในการทดลอง เนื่องจากยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีราคาที่ถูกกว่ายานพาหนะจริง , ค่าใช้จ่ายในการซ่อมแซมกรณีที่เกิดความเสียหายขึ้นจากการทดสอบ , การจำลองสภาวะแวดล้อมจำลองที่สร้างและปรับเปลี่ยนได้ง่ายกว่าสภาวะแวดล้อมจริงมาก รวมถึงประเด็นที่สำคัญอีกประการคือการลดความเสี่ยงของผู้ขับขี่ที่อาจได้รับขณะทดสอบ

ปัจจุบันความรู้เกี่ยวกับการสร้างแบบจำลองได้มีการพัฒนาขึ้นมาทำให้ข้อมูลที่ได้มีความน่าเชื่อถือและเป็นที่ยอมรับในวงกว้าง บทความนี้นำเสนอการศึกษาและออกแบบยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนสำหรับการจำลองทางพลศาสตร์ โดยมีเป้าหมายไว้ใช้สำหรับงานวิจัยด้านพลศาสตร์ยานยนต์ระดับสูง

ส่วนแรกของบทความเป็นการอธิบายพลศาสตร์ของรถยนต์ในแบบ 2 ล้อ (Bicycle model) เนื่องจากเป็นรูปแบบที่อธิบายพลศาสตร์ของยานยนต์ทั่วไปได้ดีเพียงพอเป็นที่ยอมรับนักวิจัยทั่วไป โดยไม่ซับซ้อนเกินไป

จากนั้นอธิบายถึงการจำลองทางพลศาสตร์โดยใช้หลักของกฎการสร้างแบบจำลองตามกฎสเกลลิง (Scaling law) โดยเป็นตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน เช่น ระยะทางจากล้อหน้าถึงจุดศูนย์กลางมวล (a), ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานด้านข้างล้อหน้า

(C_{af}) , โมเมนต์ความเฉื่อยของรถ (I_z) , มวลของรถ (m) ซึ่งตัวแปรเหล่านี้จะต้องผ่านการวิเคราะห์จากขบวนการทางคณิตศาสตร์ การจัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless group), กฎความคล้าย (Similarity law), หลักทฤษฎีของพาย บังคิงแฮม (PI's theorem) ซึ่งสุดท้ายจะอยู่ในรูปของกลุ่มตัวแปรไร้มิติ ซึ่งข้อมูลกลุ่มตัวแปรไร้มิตินี้จะเป็นค่าอ้างอิงในการออกแบบและสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน กล่าวคือยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนที่ออกแบบและสร้างขึ้นมาต้องสามารถปรับและเปลี่ยนแปลงโครงสร้างเพื่อให้กลุ่มตัวแปรไร้มิติระหว่างยานพาหนะขนาดจริงและยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีค่าเท่ากันหรือใกล้เคียงกัน เพื่อพิสูจน์ว่ายานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีพฤติกรรมเสมือนกับที่ยานพาหนะขนาดจริงได้อย่างถูกต้อง



รูปที่ 1 ตำแหน่งและทิศทางตัวแปรของยานพาหนะ

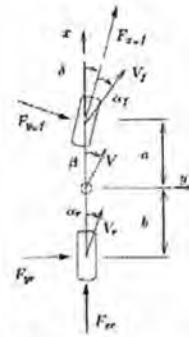
2. พลศาสตร์ยานยนต์ (Bicycle model)

การจำลองพลศาสตร์ของรถ มีความจำเป็นที่จะต้องศึกษาถึงการตอบสนองที่เกิดขึ้นกับรถยนต์ เพื่อให้มีความเข้าใจถึงตัวแปรต่างๆที่เกิดขึ้นกับรถ เช่นขณะขับรถเข้าโค้งนั้นมันมีลักษณะการเคลื่อนที่ในด้านข้างอย่างไร หรือเกิดการหมุนของรถอย่างไร

โดยงานวิจัยนี้ศึกษาถึงพลศาสตร์ของรถแบบ 2 ล้อ (Bicycle model) เป็นการจำลองพลศาสตร์การเคลื่อนที่ของรถอย่างง่าย ซึ่งจะมีตัวแปรอิสระ (degree of freedom) 2 ตัวแปรคือ การเคลื่อนที่ด้านข้าง (lateral motion) และ การหมุนของรถรอบแกน Z (yaw motion) โดยจะพิจารณาในสภาวะที่รถเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ (longitudinal velocity constant)

2.1 พลศาสตร์ของรถแบบ 2 ล้อ (Bicycle model)

สำหรับการจำลองแบบ 2 ล้อนี้ได้มีการนำไปใช้สำหรับการพัฒนาระบบควบคุมรถในหลายงานวิจัย [1], [4] โดยการจำลองแบบนี้จะเป็นการจำลองในสภาวะที่รถยนต์วิ่งด้วยความเร็วคงที่ (Longitudinal velocity constant) และไม่คำนึงถึงการหมุนของลำตัวรถรอบแกน X (Roll motion) และการหมุนรอบแกน Y (Pitch motion) และพิจารณาถึงการเคลื่อนที่และแรงที่เกิดขึ้นที่ล้อด้านซ้ายและขวามีค่าเท่ากัน ดังนั้นจึงสามารถที่จะนำมารวมกันเป็น 1 ล้อได้ ทำให้เหลือล้อทั้งหมดเพียง 2 ล้อ เนื่องจากการคิดแบบรวมกันระหว่างล้อด้านซ้ายและขวาโดยมีลักษณะดังรูป



รูปที่ 2 แบบจำลองรถของ Bicycle model [7]

ในขณะที่

- a หมายถึง ระยะห่างจากจุดศูนย์กลางของรถถึงล้อหน้า
- b หมายถึง ระยะห่างจากจุดศูนย์กลางของรถถึงล้อหลัง
- δ หมายถึง มุมของพวงมาลัย
- β หมายถึง slip angle ที่จุดศูนย์กลางของรถยนต์
- V หมายถึง ทิศทางความเร็วของจุดศูนย์กลางรถยนต์
- α_f หมายถึง slip angle ที่ล้อหน้า
- α_r หมายถึง slip angle ที่ล้อหลัง
- V_f หมายถึง ทิศทางความเร็วของล้อหน้า
- V_r หมายถึง ทิศทางความเร็วของล้อหลัง
- F_{ywf} หมายถึง แรงที่กระทำด้านข้าง (lateral force) ของล้อหน้า
- F_{yrf} หมายถึง แรงที่กระทำด้านข้างของล้อหลัง
- F_{xwf} หมายถึง แรงที่กระทำในแนวตามยาวของล้อหน้า
- F_{xrf} หมายถึง แรงที่กระทำในแนวตามยาวของล้อหลัง

จากกฎของ Newton จะได้ว่า

$$ma_x = F_{xwf} \cos \delta - F_{ywf} \sin \delta + F_{xr} \tag{1}$$

$$ma_y = F_{ywf} \cos \delta + F_{xwf} \sin \delta + F_{yr} \tag{2}$$

$$I_z \dot{r} = aF_{ywf} \cos \delta + aF_{xwf} \sin \delta - bF_{yr} \tag{3}$$

ในขณะที่

$$a_y = \dot{v} + ru \tag{4}$$

I_z หมายถึง Moment of inertia รอบแกน Z

r หมายถึง Yaw rate

m หมายถึง มวลของรถยนต์

โดยพิจารณาที่สภาวะที่รถยนต์กำลังวิ่งด้วยความเร็วคงที่ สามารถเขียนได้เป็น

$$\dot{v} = -ru + \left(\frac{1}{m}\right)(F_{ywf} \cos \delta + F_{xwf} \sin \delta + F_{yr}) \tag{5}$$

$$\dot{r} = \left(\frac{1}{I_z}\right)(aF_{ywf} \cos \delta + aF_{xwf} \sin \delta - bF_{yr}) \quad (6)$$

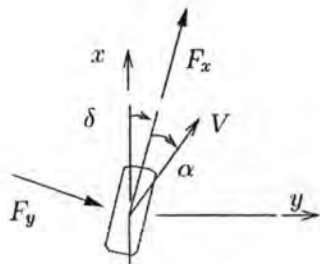
$$F_{yr} = 2C_{\alpha r} \left(\delta_r - \left[\frac{v-br}{u} \right] \right) \quad (13)$$

ความเร็วที่ล้อหน้าและหลังเท่ากับ

$$\begin{aligned} \text{ล้อหน้า} \quad V_{xf} &= u \\ V_{yf} &= v + ar \\ \text{ล้อหลัง} \quad V_{xr} &= u \\ V_{yr} &= v - br \end{aligned} \quad (7)$$

เนื่องจากเราจำลองในสภาวะความเร็ว (forward velocity) มีค่าคงที่ ดังนั้นแรง F_x จึงมีค่าเท่ากับศูนย์ และมีมุมเลี้ยวน้อย ทำให้สมการ (1) จึงไม่มีความจำเป็น และสามารถประมาณให้ $\cos \delta \approx 1$ และ $\sin \delta \approx 0$ ซึ่งมีผลให้เทอม $F_{ywf} \sin \delta$ นั้นจะเป็นค่าจำนวนน้อยที่ถูกลบ และสามารถประมาณให้เป็นศูนย์ได้ ดังนั้นจากสมการ (5) และ (6) สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

จากค่าทั้งสองนี้ สามารถคำนวณหา Slip angle ได้คือ



รูปที่ 3 slip angle [7]

$$\alpha_f = \delta_f - \tan^{-1} \left(\frac{v+ar}{u} \right) \quad (9)$$

$$\alpha_r = \delta_r - \tan^{-1} \left(\frac{v-br}{u} \right) \quad (10)$$

- ในขณะ α_f หมายถึง slip angle ของล้อหน้า
- α_r หมายถึง slip angle ของล้อหลัง
- δ_f หมายถึง มุมของล้อหน้า
- δ_r หมายถึง มุมของล้อหลัง

ดังนั้นสามารถคำนวณหาค่าแรงกระทำด้านข้างของล้อรถ (F_y) ได้จาก

$$F_y = C_{\alpha} \alpha \quad (11)$$

ในขณะ C_{α} หมายถึง Cornering stiffness เมื่อนำสมการที่ (9) และ (10) แทนค่าลงในสมการ (11) จะได้

$$F_{yf} = 2C_{\alpha f} \left(\delta_f - \left[\frac{v+ar}{u} \right] \right) \quad (12)$$

$$\dot{v} = -ru + \left(\frac{1}{m}\right)(F_{yf} + F_{yr}) \quad (14)$$

$$\dot{r} = \left(\frac{1}{I_z}\right)(aF_{yf} - bF_{yr}) \quad (15)$$

เมื่อนำสมการที่ (9) และ (10) แทนลงในสมการที่ (12) และ (13) โดยกำหนดให้ $\delta_r = 0$ เพราะไม่ได้ควบคุมมุมของล้อหลัง เราจะได้

$$\dot{v} = \left(\frac{2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r}}{mu}\right)v + \left(\frac{2aC_{\alpha f} - 2bC_{\alpha r} - u}{mu}\right)r - \left(\frac{2C_{\alpha f}}{m}\right)\delta_f \quad (16)$$

$$\dot{r} = \left(\frac{2aC_{\alpha f} - 2bC_{\alpha r}}{I_z u}\right)v + \left(\frac{2a^2C_{\alpha f} + 2b^2C_{\alpha r}}{I_z u}\right)r - \left(\frac{2aC_{\alpha f}}{I_z}\right)\delta_f \quad (17)$$

ซึ่งสมการทั้งสองนี้สามารถพบได้ใน [1] , [3] , [4] และสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของ state space [4] ได้ดังนี้

$$\begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C_0}{u} & -\left(v + \frac{C_1}{mu}\right) \\ -\frac{C_1}{I_z u} & \frac{C_2}{I_z u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{2C_{\alpha f}}{m} \\ -\frac{2aC_{\alpha f}}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f \quad (18)$$

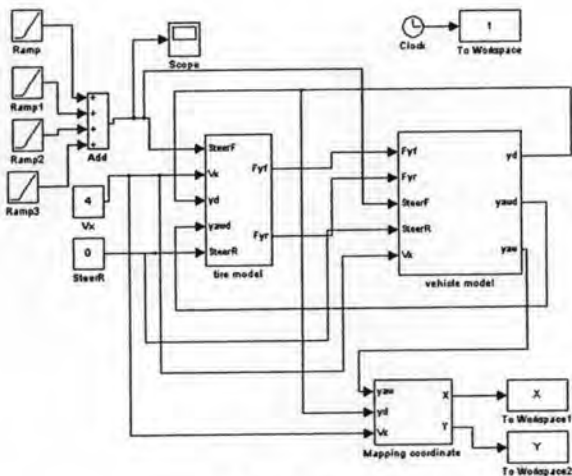
ในขณะ

$$C_0 = -2(C_{\alpha f} + C_{\alpha r}) \quad (19)$$

$$C_1 = -2(aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}) \quad (20)$$

$$C_2 = -2(a^2C_{\alpha f} + b^2C_{\alpha r}) \quad (21)$$

จากนั้นได้นำไปเขียนโปรแกรมเพื่อจำลองระบบพลศาสตร์ด้วยโปรแกรมของ MATLAB ซึ่งแสดงผังโปรแกรมดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 Bicycle model

3. การวิเคราะห์เชิงมิติ (Dimension analysis)

ในการพัฒนาผลิตภัณฑ์ที่ต้องอาศัยการทดสอบ ทดลอง (Experimentation) เพื่อให้ได้มาซึ่งข้อมูลจริงที่น่าเชื่อถือ บ่อยครั้งวิศวกรและนักวิจัยใช้ (model) รูปแบบย่อส่วนในการทดสอบเพราะเป็นการประหยัดค่าใช้จ่ายและเวลา

การทดสอบโดยรูปแบบย่อส่วน (model) ต้องอ้างอิงจากขนาดเต็ม โดยใช้การวิเคราะห์ตามหลักตัวแปรไร้มิติ (dimension analysis) โดยในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาถึงวิธีการจัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติของพาย (PI's theorem)

3.1 การประยุกต์ใช้ทฤษฎีของพาย ใน Bicycle model

ในส่วนนี้ เราจะนำเอาทฤษฎีของ Π มาใช้เพื่อการศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างรถจริง (real prototype) กับรถจำลอง (model) ในแบบของ bicycle model และเพื่อง่ายในการคำนวณ จึงเลือกคำนวณในสภาวะที่รถกำลังเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ (Constant longitudinal velocity)

ในที่นี้สามารถจัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติได้จากสมการที่ (2) , (3) ,(12) และ (13) ตามขั้นตอนดังนี้

1. จัดลำดับหน่วยของตัวแปรทั้งหมด

- | | | |
|----------------|-------|-----------------|
| 1. m | หน่วย | kg |
| 2. a | หน่วย | m |
| 3. b | หน่วย | m |
| 4. I_z | หน่วย | $kg \times m^2$ |
| 5. C_{af} | หน่วย | N/rad |
| 6. C_{ar} | หน่วย | N/rad |
| 7. u | หน่วย | m/s |
| 8. $L = a + b$ | หน่วย | m |

โดย δ ในสมการ (2) , (3) หมายถึง มุมพวงมาลัย (steer angle) ตัวแปรนี้จะไม่นำมาคิดเพราะมีหน่วยเป็นองศา ซึ่งถือว่าตัวแปรไร้มิติ และจากตัวแปรข้างบนทั้งหมดนับรวมได้เท่ากับ 8 ดังนั้น $n = 8$ โดยสังเกตได้ว่าจะมีหน่วยพื้นฐาน 3 หน่วยด้วยกัน ประกอบด้วย Kilogram , meter , second

2. เลือกตัวแปรที่ใช้ในการทำซ้ำ ซึ่งในที่นี้เราได้เลือกตัวแปรที่มีความเกี่ยวข้องกับหน่วยพื้นฐานทั้งสาม ได้แก่ $m , L , u (j = 3)$

3. คำนวณหาจำนวนกลุ่มของ Π ได้จาก $k = n - j = 8 - 3 = 5$ (22)

4. ทำการจัดกลุ่มโดยกลุ่มแรกเลือกให้เป็น a ซึ่งมีหน่วยเป็นเมตร $a(m)^x (L)^y (u)^z = (kilogram)^0 (time)^0 (length)^0$ (23)

สุดท้ายคำนวณได้ $x = 0 , y = -1 , z = 0$ เราจะได้

$$\Pi_1 = \frac{a}{L} \tag{24}$$

จากนั้นจึงจัดกลุ่มต่อมา b

$$\Pi_2 = \frac{b}{L} \tag{25}$$

จากนั้นจึงจัดกลุ่มต่อมาคือ C_{af}

$$\Pi_3 = \frac{C_{af}L}{mu^2} \tag{26}$$

จากนั้นจึงจัดกลุ่มต่อมาคือ C_{ar}

$$\Pi_4 = \frac{C_{ar}L}{mu^2} \tag{27}$$

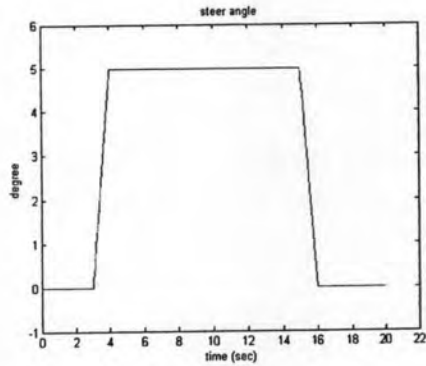
และกลุ่มสุดท้ายคือตัวแปร I_z

$$\Pi_5 = \frac{I_z}{mL^2} \tag{28}$$

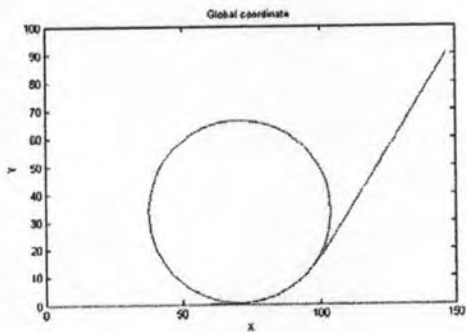
3.2 การสมมูลเชิงพหุติกรรม (Equivalent Response)

การสมมูลกันเชิงพหุติกรรมของสองระบบมีเงื่อนไขที่ว่าระบบต้องสมมูลกันกล่าวคือมี poles และ zeros หรือมี state equations ที่สมมูลกันนั่นเอง และจากกฎต่างๆและการวิเคราะห์ที่ได้กล่าวในเบื้องต้น ในงานวิจัยนี้ได้เลือกรถต้นแบบย่อส่วนที่มีสัดส่วนเป็น 1:5 เทียบกับยานยนต์จริง ในงานวิจัยนี้ได้จัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติทั้งห้ากลุ่มของสมการพลศาสตร์ยานยนต์ย่อส่วนให้มีค่าเท่ากับของสมการพลศาสตร์ยานยนต์จริง สรุปผลได้ว่ายานยนต์ย่อส่วนมีพหุติกรรมเชิงพลศาสตร์สมมูลกับยานยนต์จริง เพื่อให้เข้าใจได้ง่ายขึ้น ได้จำลองพหุติกรรมของยานยนต์

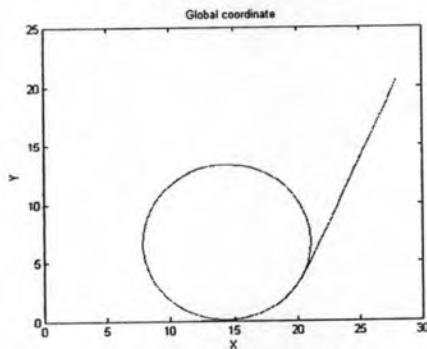
ทั้งสองในคอมพิวเตอร์ ผลจากการจำลอง (Simulation) เพื่อเปรียบเทียบการตอบสนองระหว่างยานยนต์จริงและยานยนต์ย่อยส่วนพบว่า มีลักษณะการตอบสนองที่สมมูลเหมือนกัน ดังรูป 5,6,7,8,9,10, และ 11



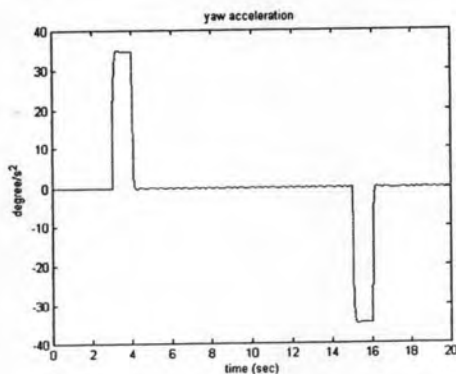
รูปที่ 5 Steer angle



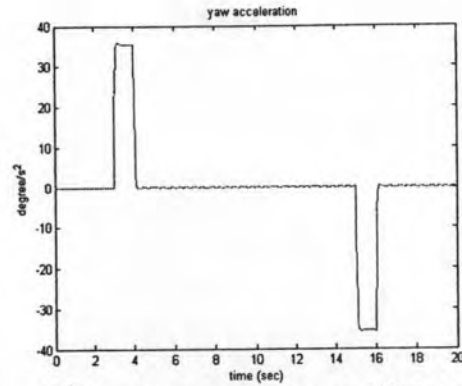
รูปที่ 6 trajectory ของ ยานยนต์จริง



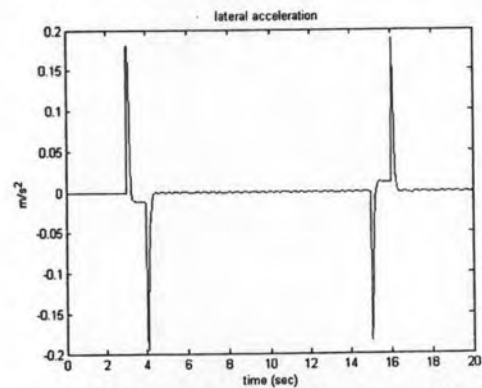
รูปที่ 7 trajectory ของ ยานยนต์จริงย่อยส่วน



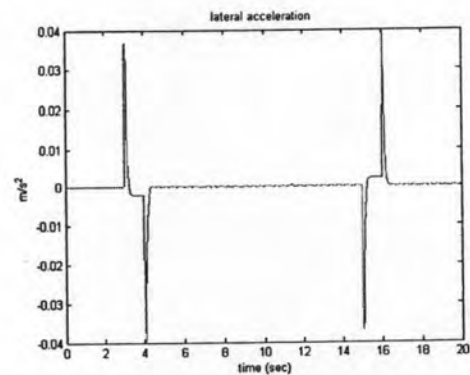
รูปที่ 8 yaw acceleration ของยานยนต์จริง



รูปที่ 9 yaw acceleration ของ ยานยนต์จริงย่อยส่วน



รูปที่ 10 lateral acceleration ของยานยนต์จริง



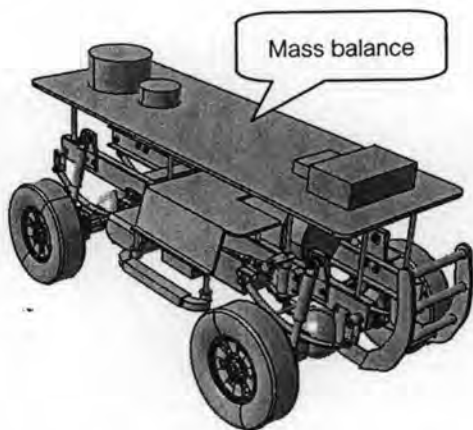
รูปที่ 11 lateral acceleration ของ ยานยนต์จริงย่อยส่วน

การตอบสนองการเคลื่อนที่เชิงมุม (Angular response) เช่น yaw acceleration เช่นเนื่องจากค่ามุมนั้น เป็นตัวแปรที่ไร้มิติอยู่แล้ว ทำให้ค่าการตอบสนองเท่ากันซึ่งจะเห็นได้จากรูปที่ 8 และ 9

สำหรับการตอบสนองการเคลื่อนที่เชิงเส้น (Linear response) เช่น trajectory หรือ lateral acceleration เนื่องจากการเคลื่อนที่เชิงเส้นนี้จะเกี่ยวข้องกับตัวแปรระยะทางเป็นหลัก ซึ่งเป็นตัวแปรที่มีมิติ ดังนั้นผลการตอบสนองจะมีรูปแบบเดียวกัน สมมูลกัน แต่มีขนาดแตกต่างกันตามอัตราส่วนซึ่งมาจากการจัดกลุ่มพாய

4. การออกแบบและการประมาณค่าและการปรับแต่ง
ค่าพารามิเตอร์ของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

หลังจากจัดกลุ่มตัวแปรไว้มิติด้วยทฤษฎีของพายแล้ว จำเป็นที่จะต้องทราบถึงค่าตัวแปรต่างๆของยานพาหนะเช่น น้ำหนัก (m) , ความยาวของรถ (L) เป็นต้น เพื่อนำไปหาค่าตัวแปรในสมการที่ (24)-(28) โดยในขั้นต้นค่าพาย (Π) แต่ละกลุ่มที่ได้จากยานพาหนะจริงกับยานพาหนะย่อส่วนจะมีความแตกต่างกัน ดังนั้นจึงต้องปรับปรุงค่าพารามิเตอร์ของยานพาหนะย่อส่วน เพื่อให้ค่าพาย (Π) แต่ละกลุ่มของยานพาหนะย่อส่วนมีค่าเท่ากับค่าพาย (Π) ของยานพาหนะจริง พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องในการปรับแต่งมีดังนี้ คือ $a, b, L, m, C_{cf}, C_{cr}$ โดยที่ค่าต่างๆเหล่านี้จะถูกปรับแต่งในยานยนต์จริงต้นแบบเพื่อให้ค่ากลุ่มพายต่างสมมูลกัน ซึ่งสามารถทำได้โดยการปรับแต่ง จุดศูนย์กลางมวล (Center of Gravity) โมเมนต์ของความเฉื่อย (Moment of Inertia) ค่าคงที่ทางสปริงเชิงมุมของยาง (Comering Stiffness) และค่าอื่นๆที่จำเป็น ดังแสดงรายละเอียดงานวิจัย [6]



รูปที่ 15 ตัวอย่างยานพาหนะหลังการปรับแต่ง

พร้อมกันนี้ยานยนต์จริงย่อส่วนนี้จะติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดข้อมูลเช่น ความเร่งเชิงเส้นในแนวแกน x, y, z ความเร็วที่ล้อและมุมเลี้ยวที่ล้อ, ภาพการเคลื่อนที่จากกล้องวิดีโอ, อุปกรณ์ส่งข้อมูลแบบไร้สาย ซึ่งตำแหน่งในการติดตั้งอุปกรณ์ทั้งหมดนี้จะต้องสอดคล้องกับทฤษฎีและกฎดังกล่าวเพื่อให้มีพลศาสตร์ที่คล้ายคลึงกับยานพาหนะจริง โดยจะใช้ในการวิจัยระดับสูงด้านพลศาสตร์ยานยนต์

5. สรุป

บทความนี้ได้นำเสนอการพัฒนาของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน สำหรับการจำลองทางพลศาสตร์ ซึ่งได้ยึดตาม กฎสเกลลิง หลักทฤษฎีการวิเคราะห์เชิงมิติ และวิธีการจัดกลุ่มของพาย การสร้างและออกแบบอาศัยข้อมูลและกลุ่มตัวแปรไว้มิติของยานพาหนะจริง เพื่อปรับเปลี่ยนโครงสร้างของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนให้มีความคล้ายคลึงทางพลศาสตร์กับยานพาหนะจริงเมื่อนำไปทดสอบภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด

6. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ คณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูงมา ณ ที่นี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] Brennan, Sean N., 1999. Modeling and control issues associated with scaled vehicles, University of Illinois at Urbana-Champaign.
- [2] Brennan, Sean N., 2002. On size and control: The use of dimensional analysis in controller design, University of Illinois at Urbana-Champaign
- [3] Hoblet, Philip C, 2003. Scale-model vehicle analysis for the design of a steering controller", US Naval Academy Annapolis.
- [4] C.L.A. Van Maren, J. Sika, 2001. Scaled Vehicle Dynamic of Davinci Project, Delft University of Technology.
- [5] Pauwelussen, Joop 1998. Real-time video-based monitoring of vehicle position and orientation within an automated vehicle framework, HAN University.
- [6] วิทยา วันณสุโกประสิทธิ์ และคณะ รายงานวิจัย "รูปแบบใหม่ของการทดสอบพลศาสตร์ยานยนต์ขั้นสูง" 2550 ศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ
- [7] ศุภวุฒิ จันทร์นุวัฒน์, 2548. เอกสารประกอบการสอนวิชา Automotive Control, คณะวิศวกรรมศาสตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ค่าพารามิเตอร์สำหรับพาหนะจริงแบบย่อส่วนในการจำลองพลศาสตร์ Essential Parameter for Dynamically Scaling Vehicle

*วิทยา วัฒนสุโขประสิทธิ์ และ ปริญญา วัฒนนุกุลชัย

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330
โทร 0-2186588 โทรสาร 0-2186588 อีเมล Witaya.W@chula.ac.th

*Wittaya Wannasuphprasit and Parinya Wattananukulchai

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University,
Phatumwan, Bangkok 10330, Thailand

Tel: 0-21686588, Fax: 0-21686588, *Corresponding Author E-mail: Witaya.W@chula.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการออกแบบและสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนสำหรับการจำลองทางพลศาสตร์ จุดประสงค์ของการออกแบบและสร้างคือสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนให้มีผลการตอบสนองสมมูลกับยานพาหนะจริง โดยอาศัยกฎเกลลิง หลักทฤษฎีการวิเคราะห์เชิงมิติและวิธีการจัดกลุ่มของพาย รวมถึงการออกแบบและติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดข้อมูลบนตัวยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน เช่น ความเร่งเชิงเส้นในแนวแกน x, y, z ความเร็วที่ล้อและมุมเลี้ยวที่ล้อ, ภาพการเคลื่อนที่จากกล้องวีดีโอ, อุปกรณ์ส่งข้อมูลแบบไร้สาย ผลจากข้อมูลที่ได้จากยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนเมื่อผ่านกระบวนการทางคณิตศาสตร์แล้ว ผลที่ได้จะต้องมีความคล้ายคลึงกับยานพาหนะจริงเมื่อทดสอบในสภาวะเงื่อนไขที่กำหนด

Abstract

This paper purposes the design and development of a scaling vehicle for dynamic simulation. This scaling vehicle relies on the main structure of 1:10 RC car. Dimension analysis and PI's theorem are utilized to specify dimensions and key parameters of the scaling vehicle so that its dynamic behavior are similar to those of the real vehicle. The scaling vehicle equipped with three-axis accelerometer (integrated with IMU), wheel velocity sensors, steering angle sensor, video camera and RF transmitter module.

1. บทนำ

ในปัจจุบันการพัฒนาและเพิ่มประสิทธิภาพของยานพาหนะจริงโดยการจำลองจากคอมพิวเตอร์ที่ต้องการลดต้นทุน, ความเสียหายและอันตรายในการทดลอง ผ่านสมการทางคณิตศาสตร์ (Math model) แต่สมการทางคณิตศาสตร์นั้นไม่สามารถอธิบายถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นกับระบบได้อย่างสมบูรณ์ ดังนั้นงานวิจัยนี้ต้องการสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนเพื่อใช้ในขั้นตอนของการทดสอบ (Hardware in the

loop) แทนที่การจำลองโดยใช้สมการทางคณิตศาสตร์เพียงอย่างเดียว ซึ่งข้อมูลจากกระบวนการเหล่านี้สามารถนำเอาไปใช้ในการออกแบบและปรับปรุงยานพาหนะจริงได้ ประโยชน์ที่ได้รับจากการใช้ยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน แทนที่จะใช้ยานพาหนะจริงคือ ความปลอดภัยของผู้ทดสอบโดยผู้ทดสอบไม่ต้องอยู่บนยานพาหนะแต่สามารถรับความรู้สึกที่เกิดขึ้นได้ผ่านอุปกรณ์วัดและส่งข้อมูล, สามารถปรับเปลี่ยนเงื่อนไข พื้นถนนและสภาพแวดล้อมในการทดสอบได้ง่ายและรวดเร็ว รวมถึงต้นทุนในการสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีราคาถูกกว่ายานพาหนะจริงมาก ทำให้การทดสอบโดยใช้แบบจำลองมีความสำคัญมากขึ้นประกอบกับปัจจุบันความรู้เกี่ยวกับการสร้างแบบจำลองได้มีการพัฒนาขึ้นมากทำให้ข้อมูลที่ได้มีความน่าเชื่อถือและเป็นที่ยอมรับในวงกว้าง

ดังนั้นบทความนี้เสนอการออกแบบและสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนสำหรับการจำลองทางพลศาสตร์ โดยเริ่มจากการอธิบายพลศาสตร์ของรถยนต์ในแบบ 2 ล้อ (Bicycle model) จากนั้นกล่าวถึงของกฎการสร้างแบบจำลอง (Scaling law) โดยตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน เช่น ระยะทางจากล้อหน้าถึงจุดศูนย์กลางมวล (a), ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานด้านข้างล้อหน้า ($C_{\alpha f}$), โมเมนต์ความเฉื่อยของรถ (Iz), มวลของรถ (m) ซึ่งตัวแปรเหล่านี้จะต้องผ่านการวิเคราะห์จากขบวนการทางคณิตศาสตร์ การจัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless group), กฎความคล้าย (Similarity law), หลักทฤษฎีของพาย บังคิงแฮม (PI's theorem) ซึ่งสุดท้ายจะอยู่ในรูปของกลุ่มตัวแปรไร้มิติ ซึ่งข้อมูลกลุ่มตัวแปรไร้มิตินี้จะเป็นค่าอ้างอิงในการออกแบบและสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน กล่าวคือยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนที่ออกแบบและสร้างขึ้นมาต้องสามารถปรับและเปลี่ยนแปลงโครงสร้างเพื่อให้กลุ่มตัวแปรไร้มิตีระหว่างยานพาหนะขนาดจริงและยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีค่าเท่ากันหรือใกล้เคียงกัน เพื่อพิสูจน์ว่ายานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีพฤติกรรมเหมือนขบขี้ยานพาหนะขนาดจริงได้อย่างถูกต้อง

3 เมษายน 2551 ศูนย์ประชุมไบเทค กรุงเทพฯ



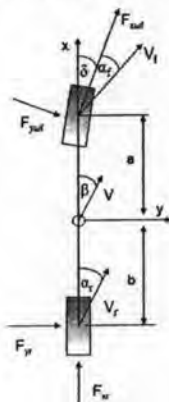
รูปที่ 1 ตำแหน่งและทิศทางตัวแปรของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

3. แบบจำลองพลศาสตร์ของยานพาหนะ

การสร้างสมการพลศาสตร์แบบจำลองเพื่อนำสมการแบบจำลองที่ได้ไปสร้างกลุ่มตัวแปรไร้มิติ ซึ่งกลุ่มตัวแปรไร้มิตินี้เองจะเป็นตัวบอกลักษณะความคล้ายระหว่างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนกับยานพาหนะจริง ดังนั้นแบบจำลองยานพาหนะที่ใช้ ณ ที่นี้จะใช้แบบจำลองอย่างง่ายที่เรียกว่า "Linear bicycle model" โดยรวมแนวล้อซ้าย-ขวาเข้าด้วยกัน ดังแสดงในรูปที่ 3 ดังนั้นจึงไม่มีผลจากการโคลงของรถตามแกน Z (แนวตั้งฉากกับระนาบของรถ) และ แนวแกน Y (แนวตั้งฉากกับแนวยาวของรถ) มีสมมติฐานดังนี้

1. รัศมีของการเลี้ยวโค้ง R จะต้องมีความใหญ่เทียบกับ wheelbase(L)
2. มุมบิด θ ของล้อหน้าทั้งสองล้อ จะต้องมีค่าใกล้เคียงกัน นั่นคือมุมเลี้ยวจะต้องน้อย แต่การเคลื่อนที่บนถนนปกติมัน จะมีมุมสลิปด้านข้างไม่มากกว่า $5-10^\circ$
3. ค่ามุมสลิปด้านข้างของล้อ (tire side slip angle) ของล้อหน้า α_f ของทั้งล้อซ้ายและขวา จะต้องมีค่าใกล้เคียงกัน และค่าสลิปด้านข้างของล้อหลัง α_r ก็เช่นกัน
4. ค่ามุมการสลิปด้านข้าง ที่จุด CG คือ $\beta = \tan^{-1}(v/u)$
5. ไม่พิจารณาแรงเสียดทานอันเนื่องมาจากแรงลมและการกลิ้ง
6. ระบบที่พิจารณาเป็นแบบเชิงเส้น (linear)

สาเหตุที่พิจารณาโดยใช้สมการแบบ Linear bicycle model เนื่องจากว่ามีงานวิจัย [1-5] ยืนยันว่าสามารถพิสูจน์ว่ามีความคล้ายคลึงกับรถขนาดจริงได้อย่างถูกต้องแม่นยำในตามเงื่อนไขที่กำหนด ในการเขียนโมเดลแบบจำลองสามารถพิจารณาได้ดังนี้



รูปที่ 2 แบบจำลองรถของ Bicycle model

โดยที่

- a หมายถึง ระยะห่างจากจุดศูนย์กลางถ่วงยานพาหนะถึงกึ่งกลางล้อหน้า
- b หมายถึง ระยะห่างจากจุดศูนย์กลางถ่วงยานพาหนะถึงกึ่งกลางล้อหลัง
- δ หมายถึง มุมของพวงมาลัย
- β หมายถึง Slip angle ที่จุดศูนย์กลางถ่วงของยานพาหนะ
- V หมายถึง ทิศทางความเร็วของจุดศูนย์กลางถ่วงของยานพาหนะ
- α_f หมายถึง Slip angle ที่ล้อหน้า
- α_r หมายถึง Slip angle ที่ล้อหลัง
- V_f หมายถึง ทิศทางความเร็วของล้อหน้า
- V_r หมายถึง ทิศทางความเร็วของล้อหลัง
- F_{ywf} หมายถึง แรงที่กระทำด้านข้าง (Lateral force) ของล้อหน้า
- F_{yr} หมายถึง แรงที่กระทำด้านข้างของล้อหลัง
- F_{xwf} หมายถึง แรงที่กระทำในแนวตามยาวของล้อหน้า
- F_{xr} หมายถึง แรงที่กระทำในแนวตามยาวของล้อหลัง

จากกฎของ Newton จะได้ว่า

$$ma_x = F_{xwf} \cos \delta - F_{ywf} \sin \delta + F_{xr} \quad (1)$$

$$ma_y = F_{ywf} \cos \delta + F_{xwf} \sin \delta + F_{yr} \quad (2)$$

$$I_z \dot{r} = aF_{ywf} \cos \delta + aF_{xwf} \sin \delta - bF_{yr} \quad (3)$$

ในขณะที่

$$a_y = \dot{v} + ru \quad (4)$$

I_z หมายถึง Moment of inertia รอบแกน Z

r หมายถึง Yaw rate

m หมายถึง มวลของรถยนต์

โดยพิจารณาที่สภาวะที่รถยนต์กำลังวิ่งด้วยความเร็วคงที่สามารถเขียนได้เป็น

$$\dot{v} = -ru + \left(\frac{1}{m}\right)(F_{ywf} \cos \delta + F_{xwf} \sin \delta + F_{yr}) \quad (5)$$

$$\dot{r} = \left(\frac{1}{I_z}\right)(aF_{ywf} \cos \delta + aF_{xwf} \sin \delta - bF_{yr}) \quad (6)$$

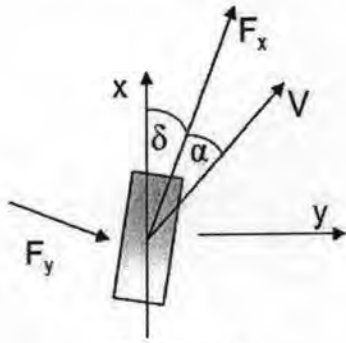
ความเร็วที่ล้อหน้าและหลังเท่ากับ

$$\begin{aligned} \text{ล้อหน้า} \quad V_{xf} &= u \\ V_{yf} &= v + ar \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{ล้อหลัง} \quad V_{xr} &= u \\ V_{yr} &= v - br \end{aligned} \quad (8)$$

3 เมษายน 2551 ศูนย์ประชุมไบเทค กรุงเทพฯ

จากค่าทั้งสองนี้ สามารถคำนวณหา slip angle ได้คือ



รูปที่ 3 slip angle

$$\alpha_f = \delta_f - \tan^{-1}\left(\frac{v+ar}{u}\right) \quad (9)$$

$$\alpha_r = \delta_r - \tan^{-1}\left(\frac{v-br}{u}\right) \quad (10)$$

ในขณะที่ α_f หมายถึง Slip angle ของล้อหน้า

α_r หมายถึง Slip angle ของล้อหลัง

δ_f หมายถึง มุมของล้อหน้า

δ_r หมายถึง มุมของล้อหลัง

สามารถคำนวณหาค่าแรงกระทำด้านข้างของล้อรถ (F_y) ได้จาก

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (11)$$

ในขณะที่ C_α หมายถึง Cornering stiffness

เมื่อนำสมการที่ (9) และ (10) แทนค่าลงในสมการ (11) จะได้

$$F_{yf} = 2C_{\alpha f} \left(\delta_f - \left[\frac{v+ar}{u} \right] \right) \quad (12)$$

$$F_{yr} = 2C_{\alpha r} \left(\delta_r - \left[\frac{v-br}{u} \right] \right) \quad (13)$$

เนื่องจากจำลองในสภาวะความเร็ว (Forward velocity) มีค่าคงที่ ดังนั้นแรง F_x จึงมีค่าเท่ากับศูนย์ และมีมุมเลี้ยวน้อย ทำให้สมการ (1) จึงไม่มีความจำเป็น และสามารถประมาณให้ $\cos \delta \approx 1$ และ $\sin \delta \approx 0$ ซึ่งมีผลให้เทอม $F_{ywf} \sin \delta$ นั้นจะเป็นค่าจำนวนน้อยที่สุด และสามารถประมาณให้เป็นศูนย์ได้ ดังนั้นจากสมการ (5) และ (6) สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$\dot{v} = -ru + \left(\frac{1}{m}\right)(F_{yf} + F_{yr}) \quad (14)$$

$$\dot{r} = \left(\frac{1}{I_z}\right)(aF_{yf} - bF_{yr}) \quad (15)$$

เมื่อนำสมการที่ (9) และ (10) แทนลงในสมการที่ (12) และ (13) โดยกำหนดให้ $\delta_r = 0$ เพราะไม่ได้ควบคุมมุมของล้อหลังจะได้สมการระบบดังนี้

$$\dot{v} = \left(\frac{2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r}}{mu}\right)v + \left(\frac{2aC_{\alpha f} - 2bC_{\alpha r} - u}{mu}\right)r - \left(\frac{2C_{\alpha f}}{m}\right)\delta_f \quad (16)$$

$$\dot{r} = \left(\frac{2aC_{\alpha f} - 2bC_{\alpha r}}{I_z u}\right)v + \left(\frac{2a^2 C_{\alpha f} + 2b^2 C_{\alpha r}}{I_z u}\right)r - \left(\frac{2aC_{\alpha f}}{I_z}\right)\delta_f \quad (17)$$

3. การวิเคราะห์เชิงมิติ (Dimension analysis)

ในการเปรียบเทียบความสมมูลระหว่างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนกับยานพาหนะจริงนั้นจะนำเอาทฤษฎีของมัททิงแฮมพายมาประยุกต์กับสมการแบบจำลอง Linear bicycle model เพื่อหาสมการกลุ่มตัวแปรไร้มิติของสมการพลศาสตร์ของยานพาหนะโดยกลุ่มค่าพายที่ได้นี้จะป็นกลุ่มตัวแปรไว้สำหรับเปรียบเทียบยานพาหนะแบบจริงแบบย่อส่วน (Model) กับยานพาหนะจริง (Prototype) เพื่อพิสูจน์ว่ายานพาหนะทั้งสองเมื่อขนาดเปลี่ยนไปยังคงส่งผลค่าข้อมูลและผลข้างเคียงเช่นเดิมอยู่จากสมการ (16), (17) ทำตามขั้นตอนดังนี้คือ

3.1. จัดลำดับหน่วยของตัวแปรทั้งหมด

1. m หน่วย kg
2. a หน่วย m
3. b หน่วย m
4. I_z หน่วย $kg \times m^2$
5. $C_{\alpha f}$ หน่วย N/rad
6. $C_{\alpha r}$ หน่วย N/rad
7. u หน่วย m/s
8. $L = a + b$ หน่วย m

โดย δ ในสมการ (2) , (3) หมายถึง มุมพวงมาลัย (steer angle) ตัวแปรนี้จะไม่นำมาคิดเพราะมีหน่วยเป็นองศา ซึ่งถือว่าตัวแปรไร้มิติ และจากตัวแปรข้างบนทั้งหมดนับรวมได้เท่ากับ 8 ดังนั้น $n = 8$ โดยสังเกตได้ว่าจะมีหน่วยพื้นฐาน 3 หน่วยด้วยกัน ประกอบด้วย Kilogram , meter , second

3.2. เลือกตัวแปรที่ใช้ในการทำซ้ำ ซึ่งในที่นี้ได้เลือกตัวแปรที่มีความเกี่ยวข้องกับหน่วยพื้นฐานทั้งสาม ได้แก่

$$m, L, u \quad (j = 3)$$

3.3. คำนวณหาจำนวนกลุ่มของ Π ได้จาก

$$k = n - j = 8 - 3 = 5 \quad (22)$$

การประชุมสัมมนาวิชาการสมาคมวิศวกรรมยานยนต์ครั้งที่ 4

3 เมษายน 2551 ศูนย์ประชุมไบเทค กรุงเทพฯ

3.4. ทำการจัดกลุ่มโดยกลุ่มแรกเลือกให้เป็น a ซึ่งมีหน่วยเป็นเมตร

$$a(m)^x (L)^y (u)^z = (ki \log ram)^0 (time)^0 (length)^0 \quad (23)$$

สุดท้ายคำนวณได้

$$x = 0, y = -1, z = 0$$

จะได้

$$\Pi_1 = \frac{a}{L} \quad (24)$$

จากนั้นจึงจัดกลุ่มต่อมาคือ b

$$\Pi_2 = \frac{b}{L} \quad (25)$$

จากนั้นจึงจัดกลุ่มต่อมาคือ C_{af}

$$\Pi_3 = \frac{C_{af} L}{\mu u^2} \quad (26)$$

จากนั้นจึงจัดกลุ่มต่อมาคือ C_{ar}

$$\Pi_4 = \frac{C_{ar} L}{\mu u^2} \quad (27)$$

และกลุ่มสุดท้ายคือตัวแปร I_z

$$\Pi_5 = \frac{I_z}{mL^2} \quad (28)$$

จากกลุ่มค่าพายที่ได้นำไปใช้สำหรับการเปรียบเทียบความคล้ายระหว่างยานพาหนะจริงแบบยอส่วนกับยานพาหนะจริงดังนั้นในการสร้างแบบยานพาหนะจริงแบบยอส่วนต้องคำนึงถึงโครงสร้างที่สามารถปรับแต่งได้ตามต้องการได้อย่างถูกต้อง

4. การวัดค่าและการปรับแต่งค่าพารามิเตอร์ของยานพาหนะจริงแบบยอส่วน

หลังจากจัดกลุ่มตัวแปรไว้มิติด้วยทฤษฎีของบักกิงแฮมพายแล้วจะเห็นตัวแปรที่เกี่ยวข้องของยานพาหนะออกมาดังนั้นจะต้องหาและปรับแต่งให้ค่าพารามิเตอร์นั้นสมมูลกันโดยอาศัยข้อมูลจากยานพาหนะจริงโดยมีการเก็บข้อมูลมากกว่า 700 คัน [1]

Description	m(kg)	Izz(kg.m ²)	a(m)	b(m)	Π_1	Π_5
Mercedes E-class	1640.00	3500.00	1.300	1.500	0.4643	0.2722
Ford Taurus - Empty	1460.00	2743.00	0.930	1.760	0.3457	0.2596
Taurus - Driver only	1554.70	2778.00	0.950	1.740	0.3532	0.2469
Ford Taurus SHO	1814.00	3962.00	1.073	1.620	0.3984	0.3012
PATH Pontiac 6000	1720.00	3250.00	1.140	1.530	0.4270	0.2651
BMW 325i Lead car	1457.20	2053.00	1.290	1.280	0.5019	0.2133

ตารางที่ 1. ข้อมูลตัวอย่างของยานพาหนะจริง

4.1 จุดศูนย์ถ่วงยานพาหนะจริงแบบยอส่วน (Center of Gravity)

จากข้อมูลยานพาหนะจริงทำให้ทราบว่ายานพาหนะจริงแบบยอส่วนควรจะมีจุดศูนย์ถ่วงตำแหน่งใด ดังนั้นจึงกำหนดจุดให้แล้วนำไปแขวนผลที่ได้ดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 จุดศูนย์ถ่วงที่ยังไม่ได้ปรับแต่ง

จากรูปที่ 4 จะเห็นว่ายานพาหนะจริงแบบยอส่วนมีจุดศูนย์ถ่วงไม่เป็นที่แน่นอนตามยานพาหนะจริง จึงต้องย้ายอุปกรณ์และเพิ่มมวลเพื่อให้ลักษณะกายภาพระหว่างยานพาหนะทั้งสองสมมูลกัน

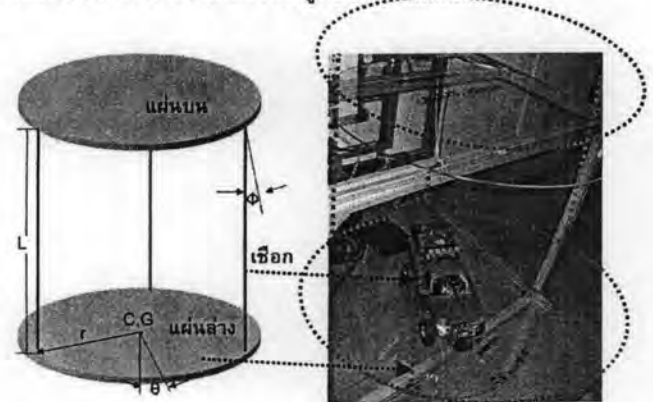


รูปที่ 5 จุดศูนย์ถ่วงที่ได้ปรับแต่งแล้ว

จากรูปที่ 5 จะเห็นว่าตอนนี้ยานพาหนะจริงแบบยอส่วนมีตำแหน่ง C.G. เดียวกับยานพาหนะจริงแล้วโดยตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับค่าพายในกลุ่มนี้คือ a, b ซึ่งเป็นการคำนวณระยะจากจุดศูนย์ถ่วงยานพาหนะจริงแบบยอส่วนถึงตำแหน่งกึ่งกลางล้อหน้าและกึ่งกลางล้อหลัง

4.2 โมเมนต์ความเฉื่อย (Moment of Inertia)

ใช้วิธีหาจากการแกว่งแล้วนำคาบเวลาที่เกิดขึ้นไปคำนวณตามสูตร โดยการสร้างอุปกรณ์ที่เรียกว่า Three-string torsional pendulum โดยค่าที่ได้ถือว่ามีความเที่ยงตรงสูง [7]



รูปที่ 6 ทดลองหาโมเมนต์ความเฉื่อยของยานพาหนะจริงแบบยอส่วน

3 เมษายน 2551 ศูนย์ประชุมไบเทค กรุงเทพฯ

จากรูปที่ 6 จะได้สมการในการคำนวณดังนี้

$$\sum M_z : -r(m_o + m_p)g \sin \phi = (I_p + I_o)\ddot{\theta} \quad (29)$$

การทดลองกำหนดให้มุมเชือกมีค่าน้อยเพื่อความเป็นเชิงเส้นในการทดลองกำหนดให้

$$\phi = \frac{r}{l}\theta \quad (30)$$

แทนค่า (3) ใน (2) จะได้

$$\ddot{\theta} + \frac{(m_o + m_p)gr^2}{(l_o + l_p)l}\theta = 0 \quad (31)$$

จากความสัมพันธ์คาบในการแกว่งจะได้สมการ

$$l_{sc} + l_p = \frac{(m_o + m_p)r^2g}{l} \left(\frac{\tau}{2\pi}\right)^2 \quad (32)$$

จากสมการ(29-32) ตัวแปรมีความหมายดังนี้

m_{sc} = มวลของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

m_p = มวลของแผ่นอุปกรณ์ทดลอง

l_{sc} = โมเมนต์ความเฉื่อยของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

l_p = โมเมนต์ความเฉื่อยของแผ่นอุปกรณ์ทดลอง

r = ระยะระหว่างจุดศูนย์ถ่วงแผ่นอุปกรณ์ทดลองไปยังเชือก

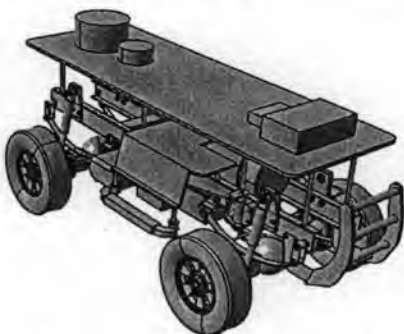
θ = มุมของการเคลื่อนที่แผ่นอุปกรณ์ทดลอง

L = ความยาวเชือก

ϕ = มุมเชือกที่เคลื่อนที่

τ = คาบในการแกว่ง

ในการทดลองจำเป็นต้องให้จุดศูนย์ถ่วงระหว่างแผ่นอุปกรณ์ทดลองและยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีความสอดคล้องกันดังรูปที่ 8



รูปที่ 7 การปรับโมเมนต์ความเฉื่อยของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

จากการทดลองหาโมเมนต์ความเฉื่อยของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีค่ามากกว่ายานพาหนะจริงทั่วไป ดังนั้นจึงปรับแต่งโดยเพิ่มมวล

ที่สมมาตรเข้าไปในบริเวณใกล้จุดศูนย์ถ่วงเพื่อลดค่าโมเมนต์ความเฉื่อย ผลที่ออกมาทำให้ค่าใกล้เคียงยานพาหนะจริงมากขึ้น

4.3 ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อ (Cornering Stiffness)

ในการเคลื่อนที่ของยานพาหนะในแนวข้าง แรงที่ผลักให้ยานพาหนะเลี้ยว คือ แรงในการเลี้ยว (Cornering force) ตามแบบจำลองของล้อแบบ Dugoff's tire model แรงในการเลี้ยวจะแปรตามมุมสลิปด้านข้างของล้อ (Side slip angle) เป็นเส้นตรง โดนมมีความชันเป็นค่าคงที่เรียกว่า Cornering Stiffness ดังนั้น กล่าวคือ Cornering Stiffness คือ อัตราส่วนระหว่างแรงในการเลี้ยว ต่อ มุมสลิปด้านข้างของล้อ

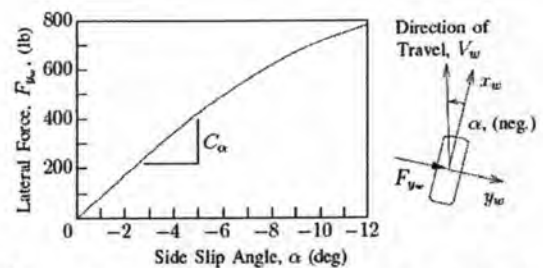
$$C_\alpha = \frac{F_y}{\alpha} \quad (33)$$

โดยที่

F_y คือ แรงต้านข้างที่กระทำที่ล้อ

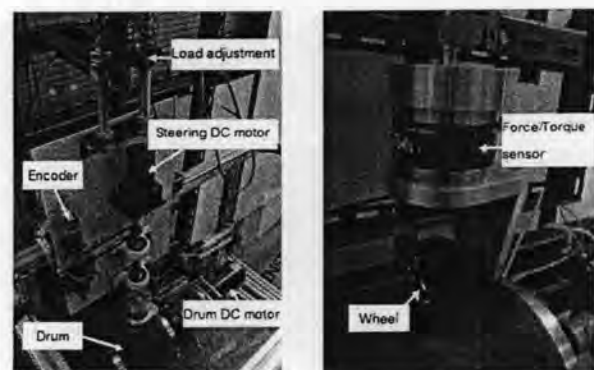
C_α คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อ

α คือ มุมสลิปด้านข้างของล้อ



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงต้านข้างและมุมสลิปด้านข้างล้อ [2]

ค่า Cornering stiffness จะขึ้นกับหลายๆ อย่าง เช่น รูปร่าง วัสดุของล้อ น้ำหนักที่กดลงบนล้อ เป็นต้น ดังนั้น cornering stiffness ของล้อหน้า และหลังจึงเป็นอิสระ ไม่สัมพันธ์กันในการวัดค่า Cornering Stiffness เราจะทำได้โดยการหมุนล้อไปที่มุมสลิปด้านข้างของล้อใดๆ ในช่วง 0-15 องศา แล้วทำการวัดค่าแรงต้านข้างที่กระทำกับล้อในขณะที่ล้อหมุน คณะวิจัยได้สร้างชุดอุปกรณ์วัดค่า Cornering stiffness ดังแสดงในรูปที่ 9



รูปที่ 9 ชุดอุปกรณ์วัดค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อ

3 เมษายน 2551 ศูนย์ประชุมไบเทค กรุงเทพฯ

5. ยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

งานวิจัยนี้ได้เลือกใช้ยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนอัตรา 1:10 ความเร็วที่ใช้ทดสอบประมาณ 3m/s สามารถเปลี่ยนอัตราทดได้ 3 ระดับ บนยานพาหนะติดตั้งอุปกรณ์วัดความเร่งเชิงเส้น (Acceleration module), ความเร็วเชิงมุม(Angular module)ในแกน x, y และ z อุปกรณ์วัดมุม(Potentiometer)และความเร็วที่ล้อ(Hall sensor), กล้องส่งภาพการเคลื่อนที่แบบไร้สาย(2.4GHz), ตัวประมวลผล(dsPIC30F4011)และชุดส่งข้อมูลแบบสาย(Zigbee IEEE 802.15.4, 2.4GHz)



รูปที่ 10 แสดงอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

การทำงานของระบบทั้งหมดในการควบคุมและส่งข้อมูลโดยเริ่มต้นเมื่อได้คำสั่งจากระบบควบคุมส่งค่าความเร่ง และมุมเลี้ยว (Steering) ตำแหน่งเกียร์ ไปยังตัวยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนผ่านทางชุดรับ-ส่งข้อมูลแบบไร้สาย (RF-Module) ชุดรับ-ส่งข้อมูลแบบไร้สาย (RF-Module) บนตัวยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนจะนำข้อมูลที่ได้ออกไปหน่วยประมวลผลหลัก (ds-PIC) ทำหน้าที่แยกข้อมูลที่ได้จากตัวควบคุมหลัก โดยถ้าได้ข้อมูลความเร่ง หรือความหน่วง ค่าข้อมูลจะถูกส่งออกจากหน่วยประมวลผลหลักไปยังชุดควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ (Speed control board) และสั่งมอเตอร์ให้เลี้ยวและเปลี่ยนเกียร์อัตราทดกำลังตามข้อมูลคำสั่ง

ในขณะที่งานข้อมูลจากอุปกรณ์ตรวจวัดความเร็วเชิงมุมสามแกน ความเร่งเชิงเส้นสามแกน ความเร็วรอบของล้อทั้งสี่ล้อ จะส่งข้อมูลที่ไปยังหน่วยประมวลผลหลักโดยตรง เมื่อข้อมูลผ่านมายังหน่วยประมวลผลหลักจะทำการนำข้อมูลที่เข้ามาส่งออกไปตัวควบคุมหลักผ่านทางชุดรับ-ส่งข้อมูลไร้สาย โดยส่งภาพเคลื่อนไหวบนตัวยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนจะส่งภาพไประบบควบคุมหลักอยู่ตลอดเวลา

6. สรุป

บทความนี้ได้นำเสนอการสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนสำหรับการจำลองทางพลศาสตร์ โดยการสร้างและออกแบบจำเป็นต้องอาศัยข้อมูลและกลุ่มตัวแปรไว้มิติของยานพาหนะจริง เพื่อปรับเปลี่ยนโครงสร้างของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนให้มีความคล้ายคลึงทางพลศาสตร์กับยานพาหนะจริง โดยปรับค่าพารามิเตอร์ต่างๆให้มีความ

สมมูลกับยานยนต์จริงเมื่อนำไปทดสอบภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด คณะวิจัยได้สร้างต้นแบบยานยนต์ย่อส่วนนี้สมบูรณ์ โดยจะใช้เป็นอุปกรณ์สำคัญในโครงการวิจัย รูปแบบใหม่ของการทดสอบพลศาสตร์ยานยนต์

7. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ คณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูงมา ณ ที่นี้

9. เอกสารอ้างอิง

- [1] Sean N.Brennan, 2002. On size and control: The use of dimensional analysis in controller design, University of Illinois at Urbana-Champaign
- [2] C.L.A.van Maren, J. Sika, 2001. Scaled Vehicle Dynamic of Davinci Project, Delft University of Technology.
- [3] Sean N.Brennan, 1999. Modeling and control issues associated with scaled vehicles, University of Illinois at Urbana-Champaign.
- [4] Hoblet, Philip C, 2003. Scale-model vehicle analysis for the design of a steering controller", US Naval Academy Annapolis.
- [5] Joop Pauwelussen, 1998. Real-time video-based monitoring of vehicle position and orientation within an automated vehicle framework, HAN University.
- [6] Thomas D. Gillespie, 1992. Fundamental of Vehicle Dynamics Society of Automotive Engineers, Inc.
- [7] Shigley, J. E. and J.J Uicker, 1995. Theory of Machines and Mechanisms, McGraw-Hill Co, Singapore.
- [8] ดร.ศุภวุฒิ จันทร์พานิชย์, 2548. เอกสารประกอบการสอนวิชา Automotive Control, คณะวิศวกรรมศาสตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22
15-17 ตุลาคม 2551 มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต

ระบบย่อส่วนพลศาสตร์สมมูลยานยนต์จริง Equivalent Dynamic Scaling System for Real Vehicle

ปริญญာ วัฒนกุลชัย และ วิทยา วัฒนสุโกประสิทธิ์*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330
โทร 0-2186588 โทรสาร 0-2186588 อีเมลล์ Witaya.W@chula.ac.th

Parinya Wattananukulchai and Wittaya Wannasuphprasit*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University,
Phatumwan, Bangkok 10330, Thailand

Tel: 0-21686588, Fax: 0-21686588, E-mail: Witaya.W@chula.ac.th

*Corresponding Author

บทคัดย่อ

การพัฒนาต้นแบบยานยนต์จริง มีขั้นตอนที่ซับซ้อน การสร้างยานยนต์จริงเพื่อทดสอบต้องใช้เวลาและค่าใช้จ่ายสูงมาก การวิเคราะห์แบบจำลองจากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยให้การพัฒนาได้รวดเร็วขึ้น แต่สมการทางคณิตศาสตร์ไม่สามารถอธิบายพฤติกรรมที่เกิดขึ้นกับระบบได้อย่างสมบูรณ์ เพื่อแก้ไขข้อบกพร่องของความไม่สมบูรณ์ของสมการทางคณิตศาสตร์ งานวิจัยนี้มุ่งพัฒนารูปแบบใหม่ของการพัฒนาต้นแบบยานยนต์จริงย่อส่วนที่มีพฤติกรรมทางพลศาสตร์สมมูลกับยานยนต์จริง โดยสามารถใช้ยานยนต์จริงย่อส่วนในการออกแบบและปรับปรุงยานพาหนะจริงได้ บทความนี้นำเสนอรูปแบบ กระบวนการออกแบบ และสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน โดยเริ่มจากการอธิบายพลศาสตร์ของรถยนต์ วิเคราะห์แบบจำลองทางพลศาสตร์โดยใช้หลักของกฎการสร้างแบบจำลอง (Scaling Law) โดยนำข้อมูลอ้างอิงจากยานพาหนะจริง เช่น ระยะทางจากล้อหน้าถึงจุดศูนย์กลางมวล, ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานด้านข้างของล้อ, โมเมนต์ความเฉื่อยของรถ, มวลของรถ ซึ่งตัวแปรเหล่านี้จะต้องผ่านการวิเคราะห์จากขบวนการทางคณิตศาสตร์, การจัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติ, กฎความคล้าย, หลักทฤษฎีของพายบักคิงแฮม ซึ่งสุดท้ายจะอยู่ในรูปของกลุ่มตัวแปรไร้มิติ

คณะวิจัยได้สร้างต้นแบบยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนตามกลุ่มตัวแปรไร้มิตินี้โดยติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดค่าต่างๆ และสามารถควบคุมยานยนต์ย่อส่วนจริงนี้ด้วยผู้ขับฯ ผ่านสัญญาณไร้สาย โดยมีอุปกรณ์คอบสนองอยู่ที่ 100 Hz. เพื่อให้มีระบบพลศาสตร์ที่สมมูลได้พัฒนาสร้างอุปกรณ์ทดลองเพิ่มเติมสำหรับวัดค่าและปรับความเฉื่อยซึ่งทำให้สามารถปรับการกระจายมวลของกลุ่มตัวแปรนี้ได้ตรงกับยานยนต์จริง และนอกจากนี้คณะวิจัยพบว่า กลุ่มตัวแปรแรงเสียดทานของล้อยังไม่สอดคล้อง จึงต้องสร้างอุปกรณ์ทดลองวัดค่าแรงต้านการหมุนจากล้อเมื่อถูกขับเคลื่อนด้วยความเร็วในวัสดุต่างๆ และเมื่อเปลี่ยนวัสดุพื้น

และรูปแบบของยางทำให้สามารถจัดกลุ่มสมมูลได้ โดยรายละเอียดและผลการทดลองแสดงไว้ในบทความ

1. คำนำ

ในปัจจุบันการพัฒนาต้นแบบยานยนต์ ใช้เทคโนโลยีการออกแบบทางวิศวกรรมโดยอาศัยการจำลองจากคอมพิวเตอร์ผ่านสมการทางคณิตศาสตร์ (Math model) แต่สมการทางคณิตศาสตร์นั้นไม่สามารถอธิบายถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นกับระบบได้อย่างสมบูรณ์ ไม่สามารถทำนายพฤติกรรมได้แม่นยำ เป็นประเด็นที่ทำให้ต้องใช้ต้นแบบจริงในการทดสอบเพิ่มเติมซึ่งมีราคาสูงมาก

งานวิจัยนี้มีจุดมุ่งหมายที่สร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนเพื่อใช้ในการทดสอบ (Hardware in the loop) แทนที่หรือร่วมกับการจำลอง โดยใช้สมการทางคณิตศาสตร์ ซึ่งข้อมูลจากกระบวนการเหล่านี้สามารถนำเอาไปใช้ในการออกแบบและปรับปรุงยานพาหนะจริงได้ เนื่องจากเป็นข้อมูลและผลที่เกิดขึ้นจริงกับระบบจริงที่สมมูล

ประโยชน์ที่ได้รับจากการใช้ยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน แทนที่จะใช้ยานพาหนะจริงคือ ความปลอดภัยของผู้ทดสอบโดยผู้ทดสอบไม่ได้อยู่บนยานพาหนะแต่สามารถรับรู้สิ่งที่เกิดขึ้นได้ผ่านอุปกรณ์วัดและส่งข้อมูล, สามารถปรับเปลี่ยนเงื่อนไข พื้นถนนและสภาพแวดล้อมในการทดสอบได้ง่ายและรวดเร็ว รวมถึงต้นทุนในการสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนซึ่งมีราคาถูกกว่ายานพาหนะจริงมาก ทำให้การทดสอบโดยใช้แบบจำลองมีความสำคัญมากขึ้นประกอบกับปัจจุบันความรู้เกี่ยวกับการสร้างแบบจำลองได้มีการพัฒนาขึ้นมากทำให้ข้อมูลที่ได้รับความน่าเชื่อถือและเป็นที่ยอมรับในวงกว้าง ดังนั้นบทความนี้นำเสนอการออกแบบและสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนสำหรับการจำลองทางพลศาสตร์ โดยเริ่มจากการอธิบายถึงพลศาสตร์ของยานพาหนะในแบบสองมิติ (Bicycle model) จากนั้นกล่าวถึงกฎของการสร้างแบบจำลอง (Scaling law) โดยตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบยานพาหนะ

จริงแบบย่อส่วน เช่น ระยะทางจากล้อหน้าถึงจุดศูนย์กลางมวล (a), ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานด้านข้างล้อหน้า (C_{af}), โมเมนต์ความเฉื่อยของรถ (Iz), มวลของรถ (m) ซึ่งตัวแปรเหล่านี้จะต้องผ่านการวิเคราะห์จากขบวนการทางคณิตศาสตร์ การจัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless group), กฎความคล้าย (Similarity law), หลักทฤษฎีของพาย บังคิงแฮม (Pi's theorem) ซึ่งสุดท้ายจะอยู่ในรูปของกลุ่มตัวแปรไร้มิติ ซึ่งข้อมูลกลุ่มตัวแปรไร้มิตินี้จะเป็นค่าอ้างอิงในการออกแบบและสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน กล่าวคือ ยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนที่ออกแบบและสร้างขึ้นมา เมื่อทำการปรับแต่งและเปลี่ยนแปลงโครงสร้างให้กลุ่มตัวแปรไร้มิติระหว่างยานพาหนะขนาดจริงและยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีค่าเท่ากันหรือใกล้เคียงกันแล้ว สามารถนำยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนใช้ทดสอบทางพลศาสตร์แทนยานพาหนะจริงได้ โดยผลที่ได้จากยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนจะมีพฤติกรรมเสมือนขับขี่ยานพาหนะขนาดจริงได้อย่างถูกต้องตามเงื่อนไขที่กำหนด



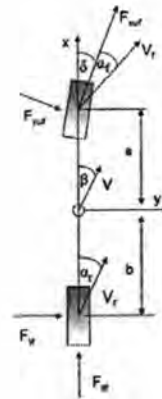
รูปที่ 1 ตำแหน่งและทิศทางตัวแปรของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

2. แบบจำลองพลศาสตร์ของยานพาหนะ (Vehicle Model)

การสร้างสมการพลศาสตร์แบบจำลองนี้ มีวัตถุประสงค์เพื่อนำสมการแบบจำลองที่ได้ไปสร้างกลุ่มตัวแปรไร้มิติ (ซึ่งกลุ่มตัวแปรไร้มิตินี้เองจะเป็นตัวบอกถึงสภาพความสมมูลระหว่างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนกับยานพาหนะจริง)

แบบจำลองยานพาหนะที่ใช้ ณ ที่นี้จะใช้แบบจำลองอย่างง่ายที่เรียกว่า "Linear bicycle model" เป็นแบบจำลองสองมิติที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในงานวิจัยด้านยานยนต์ โดยรวมแนวทางการเคลื่อนที่ล้อซ้าย-ขวาเข้าด้วยกัน ดังแสดงในรูปที่ 2 ดังนั้นจึงไม่มีผลจากการโคลงของรถตามแกน Z (แนวตั้งฉากกับระนาบของรถ) และ แนวแกน Y (แนวตั้งฉากกับแนวยาวของรถ) มีสมมติฐานดังนี้

1. รัศมีของการเลี้ยวโค้ง R จะต้องมียุทธศาสตร์ใหญ่เทียบกับ wheelbase(L)
2. มุมบิด δ ของล้อหน้าทั้งสองล้อ จะต้องมียุทธศาสตร์ใกล้เคียงกัน นั่นคือมุมเลี้ยวจะต้องน้อย แต่การเคลื่อนที่บนถนนปกติ นั้นจะมีมุมสลลิปด้านข้างไม่มากกว่า $5-10^\circ$
3. ค่ามุมสลลิปด้านข้างของล้อ (tire side slip angle) ของล้อหน้า α_f ของล้อซ้ายและขวา จะต้องมียุทธศาสตร์ใกล้เคียงกัน และค่าสลลิปด้านข้างของล้อหลัง α_r ก็เช่นกัน
4. ค่ามุมการสลลิปด้านข้าง ที่จุด CG คือ $\beta = \tan^{-1}(v/u)$
5. ไม่พิจารณาแรงเสียดทานอันเนื่องมาจากแรงลมและการกลิ้ง
6. ระบบที่พิจารณาเป็นแบบเชิงเส้น (linear)



รูปที่ 2 แบบจำลองรถของ Bicycle model

จากกฎของ Newton จะได้ว่า

$$m a_x = F_{x_{w/f}} \cos \delta - F_{y_{w/f}} \sin \delta + F_{x_r} \tag{1}$$

$$m a_y = F_{y_{w/f}} \cos \delta + F_{x_{w/f}} \sin \delta + F_{y_r} \tag{2}$$

$$I_z \dot{r} = a F_{y_{w/f}} \cos \delta + a F_{x_{w/f}} \sin \delta - b F_{y_r} \tag{3}$$

ในการจำลอง จะกำหนดสถานะความเร็ว (forward velocity) มีค่าคงที่ ดังนั้นแรง F_x จึงมีค่าเท่ากับศูนย์ และมีมุมเลี้ยวเล็กน้อย ทำให้สมการ (1) จึงไม่มีความจำเป็น และสามารถประมาณให้ $\cos \delta \approx 1$ และ $\sin \delta \approx 0$ ซึ่งมีผลให้เทอม $F_{y_{w/f}} \sin \delta$ นั้นจะเป็นค่าจำนวนน้อยที่คูณกัน และสามารถประมาณให้เป็นศูนย์ได้ ดังนั้นจากสมการ (2) และ (3) สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$\dot{v} = -ru + \left(\frac{1}{m}\right)(F_{y_f} + F_{y_r}) \tag{4}$$

$$\dot{r} = \left(\frac{1}{I_z}\right)(aF_{y_f} - bF_{y_r}) \tag{5}$$

ในสมการที่ (4) และ (5) F_{y_f} และ F_{y_r} คือแรงที่กระท่อล้อ ดังนั้นเมื่อแทนตัวแปรทั้งหมดที่เกิดขึ้น จะได้สมการของระบบดังนี้

$$\dot{v} = \left(\frac{2C_{af} + 2C_{ar}}{mu}\right)v + \left(\frac{2aC_{af} - 2bC_{ar}}{mu} - u\right)r - \left(\frac{2C_{af}}{m}\right)\delta_f \tag{6}$$

$$\dot{r} = \left(\frac{2aC_{af} - 2bC_{ar}}{I_z u}\right)v + \left(\frac{2a^2C_{af} + 2b^2C_{ar}}{I_z u}\right)r - \left(\frac{2aC_{af}}{I_z}\right)\delta_f \tag{7}$$

3. การวิเคราะห์เชิงมิติ (Dimension analysis)

ในการเปรียบเทียบความสมมูลระหว่างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนกับยานพาหนะจริงนั้นจะนำเอาทฤษฎีของบังคิงแฮมพามาประยุกต์กับสมการแบบจำลอง Linear bicycle model เพื่อหาสมการกลุ่มตัวแปรไร้มิติของสมการพลศาสตร์ของยานพาหนะโดยกลุ่มค่าพารามิเตอร์ที่ได้นี้จะเป็นกลุ่มตัวแปรไร้มิติสำหรับเปรียบเทียบยานพาหนะแบบจริงแบบย่อส่วน (Model) กับยานพาหนะจริง (Prototype) เพื่อพิสูจน์ว่า

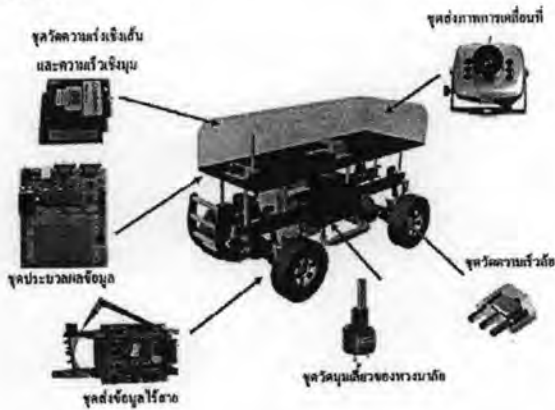
ยานพาหนะทั้งสองเมื่อขนาดเปลี่ยนไปยังคงส่งผลค่าข้อมูลและผลข้างเคียงเช่นเดิมอยู่ จากสมการ (6) และ (7) เมื่อผ่านขบวนการจัดกลุ่มตัวแปรไว้มิติ จะได้ทั้งหมด 5 กลุ่มดังนี้

$$\Pi_1 = \frac{a}{L}, \Pi_2 = \frac{b}{L}, \Pi_3 = \frac{C_{af}L}{mu^2}, \Pi_4 = \frac{C_{ar}L}{mu^2}, \Pi_5 = \frac{I_z}{mL^2} \quad (8)$$

จากกลุ่มค่าพายทีได้นำไปใช้สำหรับการเปรียบเทียบความคล้ายระหว่างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนกับยานพาหนะจริงดังนั้นในการสร้างแบบยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนต้องคำนึงถึงโครงสร้างที่สามารถปรับแต่งได้ตามต้องการได้อย่างถูกต้อง

4. การออกแบบและสร้างแบบยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

งานวิจัยนี้ได้เลือกใช้ยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนอัตรา 1:10 สามารถเปลี่ยนอัตราทดความเร็วได้ 3 ระดับ บนตัวยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดความเร่งเชิงเส้น (Acceleration module), ความเร็วเชิงมุม (Angular module) ในแกน x, y และ z, อุปกรณ์วัดมุม (Potentiometer), อุปกรณ์วัดความเร็วที่ล้อ (Hall sensor), กล้องส่งภาพการเคลื่อนไหวแบบไร้สาย (1.2GHz), ตัวประมวลผลข้อมูล (dsPIC30F4011) และชุดส่งข้อมูลแบบสาย (Zigbee IEEE 802.15.4, 2.4GHz) สำหรับการออกแบบติดตั้งอุปกรณ์นี้ต้องคำนึงถึงตำแหน่งที่สามารถปรับค่าพารามิเตอร์ให้สมมูลกับยานพาหนะจริงด้วย



รูปที่ 3 แสดงอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

5. การวัดและปรับแต่งค่าพารามิเตอร์ของยานพาหนะ

หลังจากสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน ตามที่ได้ออกแบบไว้แล้ว นำเอากลุ่มตัวแปรไว้มิติที่คำนวณได้มาใช้อ้างอิงในการปรับแต่งความสมมูลเทียบกับยานพาหนะจริง โดยอาศัยข้อมูลจาก NHTSA [1] ได้มีการเก็บข้อมูลมากกว่า 700 คัน ซึ่งได้เลือกยานพาหนะจริงมาอ้างอิงคือ Ford Taurus - Driver + 3 Passengers + Rear Cargo เนื่องจากมีความเหมาะสมกับยานพาหนะที่สร้างขึ้นมา สำหรับขั้นตอนและวิธีการอธิบายดังต่อไปนี้

5.1 จุดศูนย์กลางยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน (Center of Gravity)

รวมบทความวิชาการ เล่มที่ 1 การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22

จากข้อมูลยานพาหนะจริงทำให้ทราบว่ายานพาหนะจริงแบบย่อส่วนควรจะมีจุดศูนย์กลางตำแหน่งใด ดังนั้นจึงทำการกำหนดจุดให้ยานพาหนะแบบย่อส่วนแล้วนำไปแขวนผลที่ได้ดังรูปที่ 4



(ก) ก่อนปรับแต่ง (ข) หลังปรับแต่ง

รูปที่ 4 การวัดจุดศูนย์กลางถ่วงของยานพาหนะ

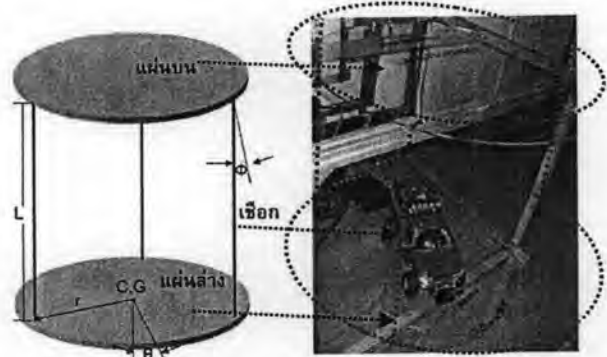
จากรูปที่ 4(ก) จะเห็นว่ายานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีจุดศูนย์กลางไม่เป็นที่ไปตามยานพาหนะจริง ดังนั้นจึงต้องทำย้ายอุปกรณ์และเพิ่มมวลเพื่อให้ลักษณะทางกายภาพระหว่างยานพาหนะทั้งสองสมมูลกันจากรูปที่ 4(ข) จะเห็นว่าตอนนี้ยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีตำแหน่งเดียวกับยานพาหนะจริงแล้ว

ตารางที่ 1 เปรียบเทียบความสมมูลของตัวแปรไว้มิติกลุ่มที่ 1 และ 2

Description	a(m)	b(m)	L(m)	$\Pi_1=a/L$	$\Pi_2=b/L$
Full size	1.1700	1.5200	2.690	0.4349	0.56506
Scaled	0.1212	0.1588	0.280	0.4329	0.56714

5.2 โมเมนต์ความเฉื่อย (Moment of Inertia)

การหาค่าความเฉื่อยเชิงมุมสมมูลนั้น คณวิจัยได้สร้างอุปกรณ์วัดค่าความเฉื่อยดังแสดงในรูปที่ 5 โดยวัดคาบเวลาที่เกิดจากการแกว่งแล้วนำค่าที่ได้ไปคำนวณตามสูตร อุปกรณ์ทดลองนี้เรียกว่า Three-string torsional pendulum ค่าที่ได้ถือว่ามีความเที่ยงตรงสูง[7]



รูปที่ 5 ทดลองหาโมเมนต์ความเฉื่อยของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน

จากรูปที่ 5 จะได้สมการในการคำนวณดังนี้

$$\sum M_z : -r(m_o + m_p)gsin\phi = (I_p + I_p)\ddot{\theta} \quad (9)$$

การทดลองกำหนดให้มุมเชือกมีค่าน้อยเพื่อความเป็นเชิงเส้นในการทดลอง ฉะนั้นจะได้สมการเป็นดังนี้

$$I_{sc} + I_p = \frac{(m_o + m_p)r^2 g}{l} \left(\frac{\tau}{2\pi}\right)^2 \quad (10)$$

ในการทดลอง จำเป็นต้องให้จุดศูนย์กลางถ่วงระหว่างแผ่นอุปกรณ์ทดลองและยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีความสอดคล้องกัน โดยเงื่อนไขในการทดลอง มุมบิดในการแกว่งต้องไม่เกิน 5 องศา และการเก็บข้อมูลจะต้องทำซ้ำไม่ต่ำกว่า 20 ครั้ง หลังจากนั้นนำเอาค่าเฉลี่ยมาใช้ในการคำนวณ จากการทดลองหาพบว่าค่าโมเมนต์ความเฉื่อยของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนมีค่ามากกว่ายานพาหนะจริง ดังนั้นจึงปรับแต่งโดยเพิ่มมวลที่สมมาตรเข้าไปในบริเวณใกล้จุดศูนย์กลางของยานพาหนะเพื่อลดค่าโมเมนต์ความเฉื่อย ในทางตรงข้ามหากเพิ่มมวลสมมาตรออกจากจุดศูนย์กลางถ่วงก็จะทำให้ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 2 เปรียบเทียบความสมมูลของตัวแปรไว้มีดิกกลุ่มที่ 5

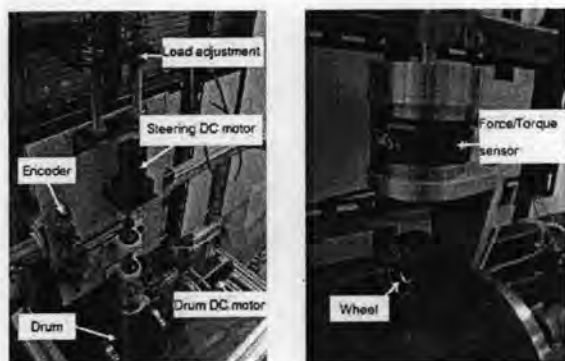
Description	m(kg)	Izz(kg.m ²)	L(m)	$\Pi_5 = I_z / mL^2$
Full size	1857.90	3282.00	2.690	0.2441
Scaled	5.04	0.09748	0.280	0.2466

5.3 ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อ (Cornering Stiffness)

ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อหาได้จาก อัตราส่วนระหว่างแรงในการเลี้ยว ต่อ มุมสลิปด้านข้างของล้อ ดังสมการ 11

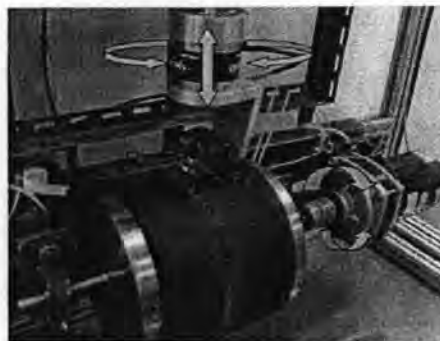
$$C_\alpha = \frac{F_y}{\alpha} \quad (11)$$

งานวิจัยนี้จึงได้สร้างเครื่องทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อ ขึ้นมาดังรูปที่ 6



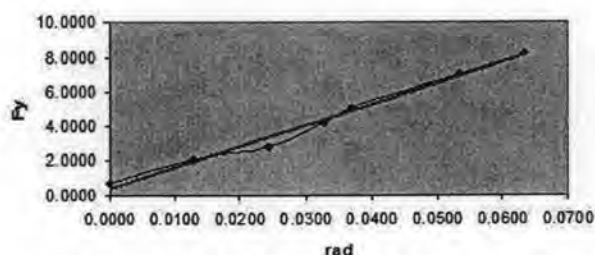
รูปที่ 6 ชุดอุปกรณ์วัดค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อ

จากรูปที่ 6 หลักการทำงานโดยเริ่มจากให้คัมหมุนด้วยความเร็วคงที่ค่าหนึ่ง ในขณะที่นั้นทำการสั่งให้หมุนมุมเลี้ยวของล้อโดยการควบคุมแบบ PID (เพิ่มและลดมุมได้ที่ละ 0.18 องศา) และทำการวัดข้อมูลแรงต้านข้างที่เกิดขึ้นจากอุปกรณ์วัด (Force/Torque sensor)



รูปที่ 7 ทิศทางของแรงที่กระทำต่อล้อ

เงื่อนไขในการทดลองเพื่อหาล้อที่มีความสมมูลกับยานพาหนะจริงได้ทำการทดสอบล้อ 2 ชนิดแต่ละชนิดแบ่งออกเป็น แบบที่มียางใน และไม่มียางใน และพื้นผิวถนน 6 ชนิดแต่ละชนิดมีลักษณะพื้นผิวแตกต่างกันออกไป โดยในการทดลองแต่ละครั้งจะนำพื้นผิวถนนไปติดที่คัม หมุนในการเลี้ยวจะอยู่ในช่วง ± 4 องศา ซึ่งเป็นช่วงเชิงเส้นตามพฤติกรรมของล้อยาง ค่าที่ได้นำไปแสดงในกราฟแล้ว โดยวิเคราะห์หาค่าความชัน



รูปที่ 8 ความชันมุมเลี้ยวและแรงต้านข้างของล้อการทดลองที่ 5

จากรูปที่ 8 สามารถนำความชันที่ได้ไปแทนในสมการที่ 11 โดยการทดลองทั้งหมดมี 25 การทดลอง สรุปออกมาได้ดังนี้

ตารางที่ 3 ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อและผิวถนนแต่ละชนิด

เงื่อนไขทดสอบ	Cf(N/rad)	Cr(N/rad)
ล้อแบบ1 ถนนแบบ1 (มียางใน)	72.77	78.81
ล้อแบบ1 ถนนแบบ1 (ไม่มียางใน)	68.79	70.5
ล้อแบบ1 ถนนแบบ2 (มียางใน)	55.49	47.45
ล้อแบบ1 ถนนแบบ2 (ไม่มียางใน)	32.705	43.21
ล้อแบบ1 ถนนแบบ3 (มียางใน)	44.89	32.12
ล้อแบบ1 ถนนแบบ3 (ไม่มียางใน)	37.44	42.77
ล้อแบบ1 ถนนแบบ4 (มียางใน)	44.38	43.12
ล้อแบบ1 ถนนแบบ4 (ไม่มียางใน)	56.11	50.22
ล้อแบบ1 ถนนแบบ5 (มียางใน)	55.06	36.5
ล้อแบบ1 ถนนแบบ5 (ไม่มียางใน)	47.82	48.82
ล้อแบบ1 ถนนแบบ6 (มียางใน)	40.96	40.32
ล้อแบบ1 ถนนแบบ6 (ไม่มียางใน)	43.66	57
ล้อแบบ2 ถนนแบบ1 (มียางใน)	-	140

จากตารางที่ 3 เมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อและผิวถนนแต่ละแบบไปแทนในกลุ่มตัวแปรไรมิตีในกลุ่มที่ 3 และ 4 จากผลการทดลองจะได้ล้อยแบบที่ 1 (ไม่มียางใน) และถนนแบบที่ 3 ที่มีความสมมูลกับยานพาหนะจริงที่ได้เลือกไว้เป็นต้นแบบ

ความซับซ้อนของการปรับค่าต่างๆ ที่ควรระวังคือต้องไม่ให้การปรับค่ากลุ่มตัวแปรใด ๆ กระทบตัวแปรอื่น และต้องมีอุปกรณ์วัดค่าที่ถูกต้องหลังจากที่ได้ปรับค่าต่างๆ ให้กลุ่มตัวแปรไรมิตีมีความสมมูลกับยานยนต์จริงแล้ว คณะวิจัยก็ได้ยานยนต์ย่อยส่วนที่มีพฤติกรรมทางพลศาสตร์สมมูลกับยานยนต์จริง โดยสรุปความสมมูลของกลุ่มตัวแปรต่างๆ ระหว่างยานยนต์จริง กับยานยนต์ย่อยส่วนดังตารางที่ 4

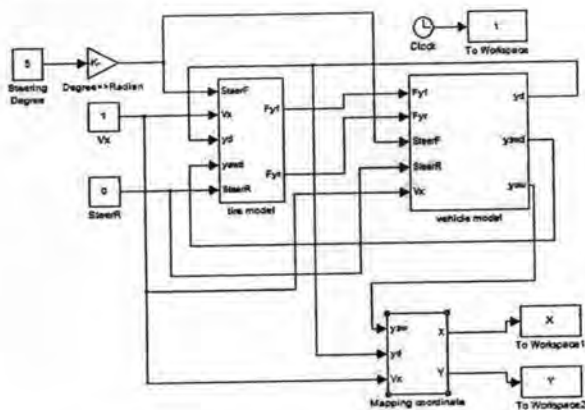
ตารางที่ 4 กลุ่มตัวแปรไรมิตีระหว่างต้นแบบและแบบจำลองหลังปรับ

Description	Π_1	Π_2	Π_3	Π_4	Π_5
Full size	0.4393	0.5607	2.0800	2.3761	0.2468
Scaled	0.4349	0.5651	2.0804	2.5725	0.2441

จากตารางที่ 4 สามารถสรุปได้ว่ายานพาหนะจริงแบบย่อยส่วนมีความสมมูลกับยานพาหนะจริงต้นแบบ ดังนั้นสามารถที่จะนำเอายานพาหนะจริงแบบย่อยส่วนไปทดสอบทางพลศาสตร์แทนยานพาหนะจริงได้

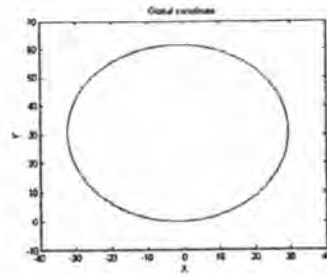
6. การจำลองระบบพลศาสตร์ด้วยโปรแกรม

หลังจากทำการปรับแต่งค่าพารามิเตอร์ของยานพาหนะจริงแบบย่อยส่วนแล้ว นำค่าตัวแปรที่ได้ไปจำลองระบบทางพลศาสตร์เทียบกับยานพาหนะจริง ผ่านโปรแกรมของ MATLAB ดังรูปที่ 9

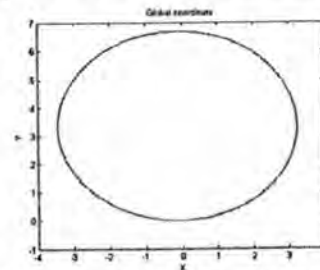


รูปที่ 9 การจำลองพลศาสตร์ผ่านโปรแกรม MATLAB

จากรูปที่ 9 เมื่อแทนตัวแปรของยานพาหนะจริงและยานพาหนะจริงแบบย่อยส่วนจากตารางที่ 5 ลงไปในโปรแกรม MATLAB เพื่อจำลองพลศาสตร์ที่เกิดขึ้น ผลที่ได้จะเห็นว่ายานพาหนะทั้งสองมีความสมมูลกัน เช่นผลจากความเร่งเชิงเส้น, ความเร็วเชิงมุมที่เกิดขึ้นบนตัวยานพาหนะจะแตกต่างกันแต่อัตราส่วนที่ย่อขนาดลงมาเท่านั้น รูปที่ 10-11 แสดงให้เห็นว่ายานพาหนะทั้งสองมี trajectory ที่สมมูลกัน



รูปที่ 10 trajectory ของยานพาหนะจริง



รูปที่ 11 trajectory ของยานพาหนะจริงแบบย่อยส่วน ตารางที่ 5 ข้อมูลจำเพาะระหว่างยานพาหนะจริงและแบบย่อยส่วน

Description	Full size	Scaled
m(kg)	1857.90	5.04
Iz(kg.m ²)	3282	0.0975
a(m)	1.170	0.124
b(m)	1.520	0.157
L(m)	2.690	0.280
$C_{\alpha r}$ (N/rad)	107462	37.44
$C_{\alpha l}$ (N/rad)	132880	42.77
U(m/s)	8.648	1

7. ระบบควบคุมบนยานพาหนะจริงแบบย่อยส่วน

ในส่วนของการทำงานของระบบทั้งหมดของยานยนต์ย่อยส่วนนี้ประกอบไปด้วยระบบหลักๆ สามส่วนด้วยกันคือ 1) ระบบสื่อสารรับส่งคำสั่ง 2) ระบบขับเคลื่อนและควบคุม และ 3) ระบบวัดค่าสัญญาณและภาพ

1. ระบบสื่อสารรับคำสั่งจากระบบควบคุมภายนอก โดยค่าที่ไปควบคุมคือสัญญาณความเร็ว, ความเร็ว และมุมเลี้ยว (steering) ไปยังตัวยานพาหนะจริงแบบย่อยส่วนผ่านทางชุดรับ-ส่งข้อมูลแบบไร้สาย (RF Module)

2. ระบบขับเคลื่อนและควบคุม ทำหน้าที่ควบคุมมุมเลี้ยวของยานยนต์พร้อมทั้งระบบขับเคลื่อนต่างๆ ข้อมูลที่ได้จะถูกส่งไปยังเซอร์โวมอเตอร์ เพื่อทำการสั่งการเลี้ยวของมุมล้อ เปลี่ยนอัตราเฟืองทดกำลังและปรับความเร็ว

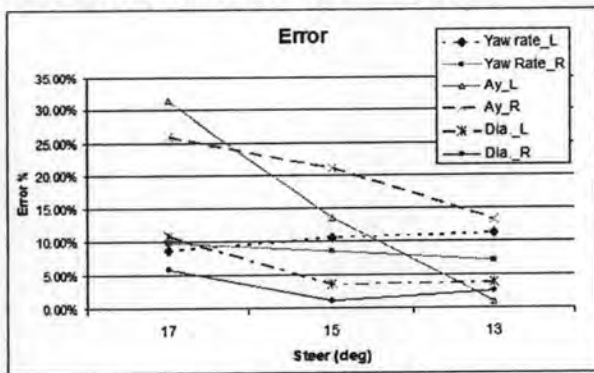
3. ระบบวัดค่าสัญญาณและภาพ ประกอบด้วยเซ็นเซอร์ต่างๆ ที่วัดค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญที่ใช้ในการคำนวณและประเมินผลทางพลศาสตร์ นอกจากนั้นยังส่งสัญญาณภาพเคลื่อนไหวของยานยนต์มาด้วย

ระบบโดยรวมทั้งหมดสามารถควบคุมได้ในความถี่ 100 Hz โดยแยกกระบวนการส่งภาพออกจากกระบวนการส่งสัญญาณ ดูรายละเอียดของระบบควบคุมทั้งหมดได้ใน [9]



รูปที่ 13 ยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนสมมูล

จากการทดลองระบบสมมูลของยานพาหนะจริงย่อส่วน เมื่อนำไปทดสอบภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด พบว่าระบบแสดงค่าความสมมูลได้ดีเมื่อมีมุมเลี้ยวต่ำกว่า 13 องศา ซึ่งสอดคล้องกับแบบจำลองยานยนต์ทางคณิตศาสตร์สองมิติ และการทดสอบค่าสัมประสิทธิ์แรงของล้อ ดังที่นำเสนอไว้ข้างต้น ในรูปที่ 14 เป็นกราฟแสดงค่าความผิดพลาดระหว่างค่าที่จำลองจากโปรแกรม และค่าที่ได้จากอุปกรณ์วัดบนยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนแสดงให้เห็นว่า การนำยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนไปทดสอบแทนยานพาหนะจริงนั้นจะได้รับความสมมูลเมื่อขับด้วยมุมเลี้ยวไม่มากเกินไป เนื่องจากผลของการสลีปที่ล้อ ซึ่งไม่ได้อยู่ในช่วงเชิงเส้นที่พิจารณาดังนั้นจะเกิดค่าความผิดพลาดเพิ่มขึ้น



รูปที่ 14 ค่าผิดพลาดกับมุมเลี้ยว

สนามที่ใช้ทดสอบนี้ [9] จะติดตั้งพื้นผิวชนิดเดียวกับในการทดลองการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อและผิวถนน ซึ่งในการทดลองกับยานยนต์ย่อส่วนนี้สามารถปรับเปลี่ยนเงื่อนไขในการทดสอบง่ายและประหยัดค่าใช้จ่าย

8. สรุป

งานวิจัยนี้ได้พัฒนาและสร้างยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนสำหรับการจำลองทางพลศาสตร์โดยการสร้างและออกแบบจำเป็นต้องอาศัยข้อมูลและกลุ่มตัวแปรไร้มิติของยานพาหนะจริง โดยสร้างอุปกรณ์ต่างๆ ที่จำเป็นเพื่อปรับค่ากลุ่มตัวแปรไร้มิติเพื่อปรับเปลี่ยนโครงสร้างของยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนให้สมมูลทางพลศาสตร์ ยานยนต์นี้ได้ถูกติดตั้งระบบขับเคลื่อน ระบบภาพ ระบบวัดค่าสัญญาณและระบบสื่อสารเพื่อควบคุมและส่งค่าต่างๆ ผลการทดลองเบื้องต้นเป็นที่น่าพอใจ โดยปัจจุบันต้นแบบยานพาหนะจริงแบบย่อส่วนนี้ใช้ในงานวิจัยระดับสูงด้านพลศาสตร์ยานยนต์

9. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ คณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูงมา ณ ที่นี้

เอกสารอ้างอิง

1. Sean N.Brennan, 2002. On size and control: The use of dimensional analysis in controller design, University of Illinois at Urbana-Champaign.
2. C.L.A.van Maren, J. Sika, 2001. Scaled Vehicle Dynamic of Davinci Project, Delft University of Technology.
3. Sean N.Brennan, 1999. Modeling and control issues associated with scaled vehicles, University of Illinois at Urbana-Champaign.
4. Hoblet, Philip C, 2003. Scale-model vehicle analysis for the design of a steering controller, US Naval Academy Annapolis.
5. Joop Pauwelussen, 1998. Real-time video-based monitoring of vehicle position and orientation within an automated vehicle framework, HAN University.
6. Thomas D. Gillespie, 1992. Fundamental of Vehicle Dynamics Society of Automotive Engineers, Inc.
7. Shigley, J. E. and J.J Uicker, 1995. Theory of Machines and Mechanisms, McGraw-Hill Co, Singapore.
8. ศุภวุฒิ จันทร์านุวัฒน์, 2548. เอกสารประกอบการสอนวิชา Automotive Control, คณะวิศวกรรมศาสตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
9. วิทยา วันณสุโกประสิทธิ์ และคณะ, 2550. รายงานวิจัย Development of Novel Evaluation Systems for Vehicle Dynamics, Driving, and Components.

Scaled Vehicle for Interactive Dynamic Simulation (SIS)

Wannasuphoprasit Witaya*, Wattananukulchai Parinya, and Chundang Krissada
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University,
Phatumwan, Bangkok 10330, Thailand
Tel: 0-21686588, Fax: 0-21686588 *Corresponding Author

Abstract - This paper describes a development of a Scaled vehicle for Interactive dynamic Simulation or SIS. The SIS is a scaled vehicle that engineered to have dynamic behaviors equivalent to those of real vehicle. The main purpose is to use SIS in a scaling environment interactively with human operator. SIS prototype equipped with sensors, instrument, wireless communication system, controller, and vision on board. Several measurement devices were developed for measuring moment of inertia, and cornering stiffness coefficients. The simulation and experiment is provided.

Index term - Scaled Vehicle, Simulation, dimensionless analysis, similarity, human vehicle interface

I. Introduction

Computer simulation is an essential tool to design, analyze, and develop a product such as vehicle prototype. This technology mainly relies on mathematical models to predict the physical behaviors. Since, none of mathematic model can completely represent a real physical system; the non-exact model will result in some simulation error. Thus, in practice especially in the automobile industry, a series of real expensive prototypes were built to test their dynamics and performance.

To reduce developing cost and time, recently, many researches have developed scaled vehicles. Scaled vehicles are proportionally similitude vehicles that have similar dynamic behavior of those full size vehicles. There are several advantages of using the scaled vehicle over a full-size vehicle. The scaled vehicle is more simple and inexpensive. No drivers or pedestrians are risk during testing. In addition, it is relatively simple to change testing conditions and environment (ex. road surface). This makes the testing safe, fast, and repeatable.

Brenan [1] developed a scaled vehicle testing on a moving road surface (treadmill). The position and orientation of the vehicle on the treadmill were measured using a mechanical link attaching to the vehicle. Maren and Sika constructed 1:5 scaled vehicles using a camera to measure position and orientation [2]. Hoblet modified a 1:10 scaled vehicle [1] and used external camera to measures planar positions as well [3]. Later, Glumac [5] has constructed 1:10 scaled operating on a tilting treadmill which can create a 25

deg in rolling axis. Verma also studied longitudinal response [6] using 1:10 scaled vehicle.

All works mentioned above utilizes a scaled vehicle as a test bed for study dynamics behaviour. There is no direct interaction from human operators. All vehicles are commanded to follow paths and then collected data for analysing later on.

Here we developed a "SIS" or Scaled vehicle for Interactive dynamic Simulation. This scaled vehicle not only use to follow command and collect data but can be directly interact with human operator in the same control loop.

II. A Scaled Vehicle Test bed

SIS prototype was built from a 1:10 scaled vehicle platform that powered by an electric motor with four speed transmissions. The prototype consists of microprocessor module, sensor module, vision module, and communication module.

The microprocessor module processes command received from the external controller via a wireless communication module. We installed inertia sensors (Xbow) for measuring vehicle states, accelerations, yaw rates, and GPS signals. In addition, the vehicle equipped with positioning and hall sensors to measure steering angle and wheel velocities. Another important element is an on board wireless video camera system that sends a live motion picture to the controller or operator. The camera on SIS had been placed in the driver's vision position.

The host computer can control the vehicle in path planing mode or in operator interactive mode. The command structure includes acceleration, breaking, gear shifting and steering. All system transmits and receives at 100 Hz sampling rate

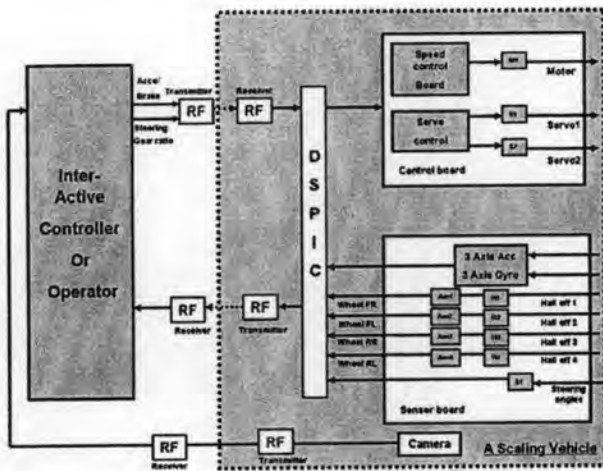


Fig. 1 Overall Schematic

All of these elements must be carefully installed and positioned according to the dimensionless analysis and Pi's Group requirements which will be described later.



Fig. 2 Sensors on SIS

III. Dynamics model of scaled vehicle

In order to create a dynamically equivalent similar to a full size vehicle, all essential parameters of the scaled vehicle must be matched with those of full size vehicle by using dimensionless analysis and Pi's theorem [1]. Dimensionless parameters of the scaling vehicle and the full size vehicle can be arranged and grouped together. These groups will be adjusted so that they are proportionally similar.

At the beginning, the dynamics model used in this research is a simple model [1,2] called "Bicycle model" as show in Figure 4.

Assumptions:

1. Turning radius equals to wheelbase of the vehicle
2. Left and right steering angles are equivalent. Side slip angles of wheels are less than 10 degrees.

3. Left and right side slip angles of wheels are equivalent.
4. Side slip angle on CG. is $\beta = \tan^{-1}(v/u)$.
5. Friction and wind force are neglected.
6. System is a linear model.

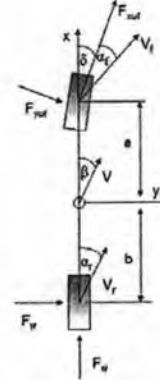


Fig. 3 Bicycle model

From Newton's law :

$$ma_x = F_{xwf} \cos \delta - F_{ywf} \sin \delta + F_{xr} \tag{1}$$

$$ma_y = F_{ywf} \cos \delta + F_{xwf} \sin \delta + F_{yr} \tag{2}$$

$$I_z \dot{r} = aF_{ywf} \cos \delta + aF_{xwf} \sin \delta - bF_{yr} \tag{3}$$

with a condition of constant longitudinal velocity, force on x-axis is zero. For a small steer angle, $\cos \delta \approx 1$ and $\sin \delta \approx 0$. Thus $F_{ywf} \sin \delta = 0$. Now we have:

$$\dot{v} = -\omega u + \left(\frac{1}{m}\right)(F_{yf} + F_{yr}) \tag{4}$$

$$\dot{r} = \left(\frac{1}{I_z}\right)(aF_{yf} - bF_{yr}) \tag{5}$$

where F_{yf} and F_{yr} in (4), (5) are lateral forces on front and rear wheels respectively. With all variables substituted, one can write

$$\dot{v} = \left(\frac{2C_{af} + 2C_{ar}}{mu}\right)v + \left(\frac{2aC_{af} - 2bC_{ar} - u}{mu}\right)r - \left(\frac{2C_{af}}{m}\right)\delta_f \tag{6}$$

$$\dot{r} = \left(\frac{2aC_{af} - 2bC_{ar}}{I_z u}\right)v + \left(\frac{2a^2C_{af} + 2b^2C_{ar}}{I_z u}\right)r - \left(\frac{2aC_{af}}{I_z}\right)\delta_f \tag{7}$$

, where subscript f and r associate with front and rear wheels, C_α is Cornering stiffness, α_r is slip angle, m is vehicle mass, I_z is moment of inertia of vertical axis, u is the velocity in x axis, r is yaw rate, and α is slip angle.

IV. Dimension analysis

We adopted PI-Buckingham ham’s theory [1] together with Bicycle model to arrange dimensionless groups (called “PI’s-Groups”). These Pi’s groups of the scaled vehicle later will be adjusted to compatible with those of real vehicle. Here we have 5 dimensionless groups as:

$$\Pi_1 = \frac{a}{L}, \Pi_2 = \frac{b}{L}, \Pi_3 = \frac{C_{af}L}{mu^2}, \Pi_4 = \frac{C_{ar}L}{mu^2}, \Pi_5 = \frac{I_z}{mL^2} \quad (8)$$

Substitute parameters of the scaled and real vehicles to eq (8). Now we have 2 sets of PI’s groups (one for scaling vehicle and the other for real vehicle). To make an equivalent dynamic behaviour, we must adjust the scaled vehicle parameters to match those of real vehicle.

V. Measurement and parameter adjustment of scaled vehicle

From data of NHTSA [7], we selected “Ford 1 Driver + 3 Passengers + Rear Cargo” as a full size vehicle. This model has overall geometry matching well with our testbed vehicle. The parameter adjustment process based on dimensionless analysis can be explained step by step as follow:

A. Center of gravity

We acquired the position of CG form NHTSA, and calculate parameters in the 1st and 2nd dimensionless group. Then, we hang a scaling vehicle in the CG location as shown in Figure 4. After that, we carefully relocated all elements in the vehicle to adjust the CG.



(a) before (b) after
Fig. 4 Central gravity adjustment

Figure 4(a) and (b) display the vehicle before and after CG adjustment. Table 1 shows the result of the Pi’s Group associated with CG adjustment.

Table 1. compare equivalent of dimensionless group 1st and 2nd

Description	a(m)	b(m)	L(m)	$\Pi_1=a/L$	$\Pi_2=b/L$
Full size	1.1700	1.5200	2.690	0.4349	0.56506
Scaled	0.1212	0.1588	0.280	0.4329	0.56714

B. Moment of inertia

To adjust a moment of inertia, we built a simple device shown in Figure 5, called three-string torsional pendulum, to measure rotational inertia. Here we can measure period of oscillation and calculate inertia values using formula in Eq. 9-10.

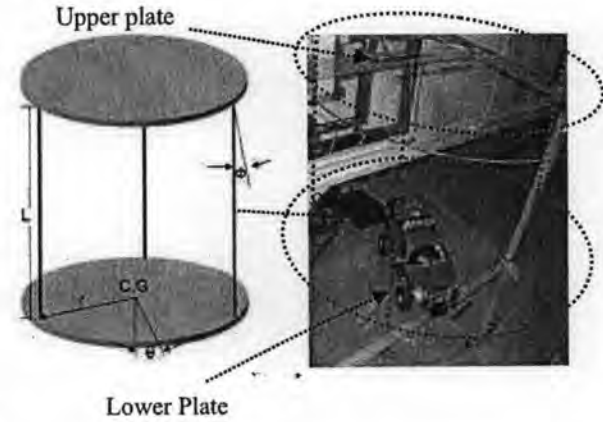


Fig. 5 Moment of inertia measurement

From Figure 5

$$\sum M_z : -r(m_o + m_p)g\sin\phi = (I_p + I_o)\ddot{\theta} \quad (9)$$

Since the angle ϕ is small, one can write

$$I_{sc} + I_p = \frac{(m_o + m_p)r^2g}{l} \left(\frac{\tau}{2\pi}\right)^2 \quad (10)$$

When placing the scaled vehicle on the lower plate, the central gravity of the vehicle must coincide with the center of the plate. Here the angle ϕ must be less than 5 degree. We collected 20 experiment data to determine an average period of oscillation. Initially, the moment of inertia of the scaled vehicle was too much. Thus we adjusted by relocating elements toward the center of gravity to decrease moment of inertia. The adjusted result is shown in the Table 2.

Table 2. compare equivalent of dimensionless group 5th

Description	M(kg)	Izz(kg.m ²)	L(m)	$\Pi_5=I_z/mL^2$
Full size	1857.90	3282.00	2.690	0.2441
Scaled	5.04	0.09748	0.280	0.2466

C. cornering stiffness coefficient

The cornering stiffness of wheel can be calculated by a ratio between cornering force (lateral force) and wheel side slip angle as

$$C_{\alpha} = \frac{F_y}{\alpha} \tag{11}$$

Since this coefficient results from several factors such as wheel material, wheel structure, and road surface, we have developed an instrument to measure this coefficient.

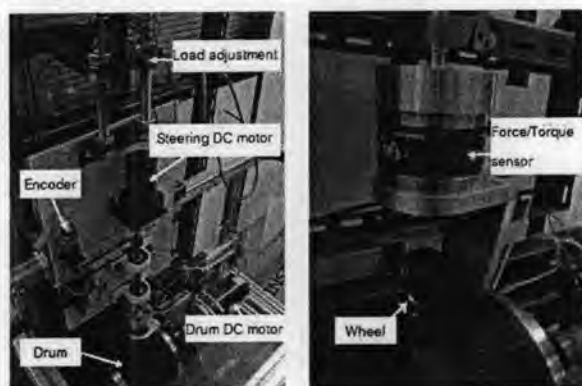


Fig. 6 Cornering stiffness coefficient measurement device

This instrument consists of a drum, steering axis, steering load, and a force sensor. The drum can be surfaced with different materials, and its rotational velocity is controlled by a dc motor. The computer controls the steering axis angle with a preset load, and measures lateral force from the force sensor.

There are two types of wheels in this experiment (with and without inner cushion rubber). We tested road surface up to 6 materials. Each has different roughness. Range of steering angle is ± 4 degree (for linearization system). A cornering stiffness coefficient can be estimated by slope as show in Figure 7.

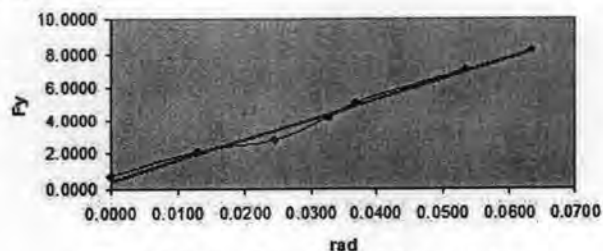


Fig. 7 Steer angle and lateral force relation

We performed several experiments in different configurations. Some of them are listed in the Table 3 with cornering stiffness coefficients.

Table 3. cornering stiffness

Condition	Cf(N/rad)	Cr(N/rad)
Wheels 1, Surface 1 (Inner)	72.77	78.81
Wheels 1, Surface 1 (Non-Inner)	68.79	70.5
Wheels 1, Surface 2 (Inner)	55.49	47.45
Wheels 1, Surface 2 (Non-Inner)	32.705	43.21
Wheels 1, Surface 3 (Inner)	44.89	32.12
Wheels 1, Surface 3 (Non-Inner)	37.44	42.77
Wheels 1, Surface 4 (Inner)	44.38	43.12
Wheels 1, Surface 4 (Non-Inner)	56.11	50.22

Wheels 1, Surface 5 (Inner)	55.06	36.5
Wheels 1, Surface 5 (Non-Inner)	47.82	48.82
Wheels 1, Surface 5 (Inner)	40.96	40.32
Wheels 1, Surface 5 (Non-Inner)	43.66	57
Wheels 2, Surface 1 (Inner)	-	140

From table 3, we take a cornering stiffness coefficient on each configuration, and substitute into dimensionless group 3rd and 4th. We found a good set of parameters. The wheel without inner rubber and surface 3 (table 3 above) has coefficients matching with the real vehicle.

Now, we have matched all essential dimensionless groups as summarized in the Table 4. In principle, the dynamic behaviour of our scaled vehicle will be closely equivalent with a real vehicle. In this research, we are using this scaled vehicle for advanced interactive control.

Table 4. Compare dimensionless groups between the scaled and real vehicles.

Description	Π ₁	Π ₂	Π ₃	Π ₄	Π ₅
Full size	0.4393	0.5607	2.0800	2.3761	0.2468
Scaled	0.4349	0.5651	2.0804	2.5725	0.2441

VI. Dynamic simulation

After adjusting process, we used parameters from the scaled and real vehicles to simulate dynamic behaviour using MATLAB. These parameters are shown in Table 5, The simulation results showed good dynamical equivalent as display in Figure 10-12.

Table 5. Vehicle parameters

Description	Full size	Scaled
M(kg)	1857.90	5.04
Iz(kg.m ²)	3282	0.0975
A(m)	1.170	0.124
B(m)	1.520	0.157
L(m)	2.690	0.280
C _{af} (N/rad)	107462	37.44
C _{ar} (N/rad)	132880	42.77
U(m/s)	8.648	1

From Fig 8 thru Fig 10, we found the trajectory of scaling vehicle and real vehicle are different in magnitude but have same trend and characteristics.

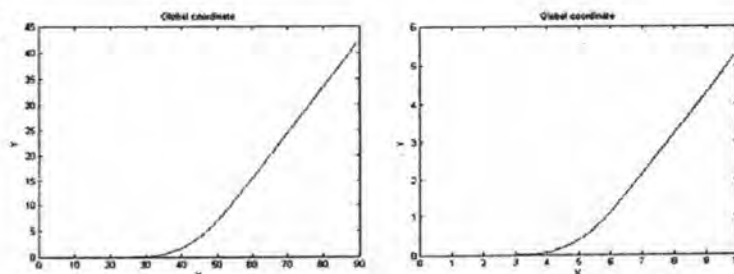


Fig. 8 Trajectory (simulation) real vehicle-Left , scaling vehicle-right

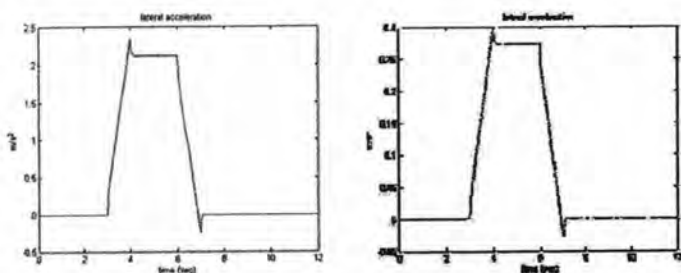


Fig. 9 Lateral Acceleration (simulation)
real vehicle-Left , scaling vehicle-right

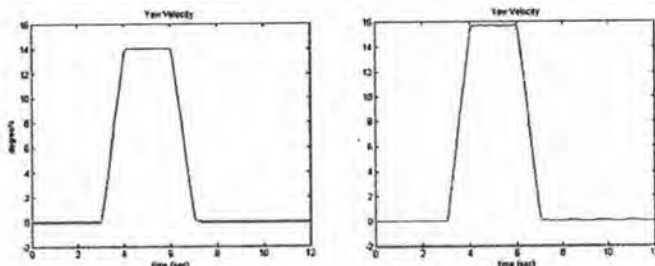


Fig. 10 Angular Velocity (simulation)
real vehicle-Left , scaling vehicle-right

Consider Fig 10. Responses of angular velocities are similar in both magnitude and characteristics because their units associate with radian. Although there are slightly different in magnitude, this because the adjustment parameters are closely matched but not exactly matched.

VII. Experiment

The SIS prototype is developed for an interactive system with human operator. Here human can control SIS on a driving simulator via a control program. All signals will transmit to the SIS via wireless communication.

This program runs on a control center between human and the scaling vehicle. The driver can control scaling vehicle through steering wheel, and paddles on the simulator. Signals from driver consist of steering angle, acceleration, deceleration and gear. These data will send to scaling vehicle by wireless communication. At the same time, a scaled vehicle sends state and other dynamic parameters of the vehicle to the program. When the program receives these data, the program will compare data between dynamics calculation data and vehicle state data.

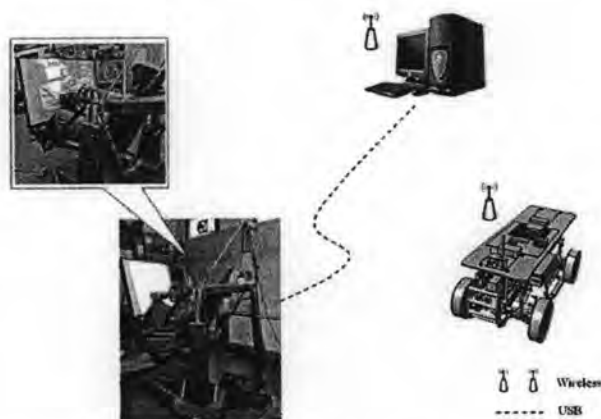


Fig. 11 Overall Control System

We performed an experiment with constant longitudinal speed in) lane change driving as depicted below.



Fig. 12 Trajectory - Lane change (Left)

Fig 13 displays the result lane change driving. We found that lateral acceleration by sensor measurement on scaling vehicle have range about -1.5 m/s^2 or 0.15 g , while the data from model has same trend. However the data is rather noisy and may require additional filtering algorithms.

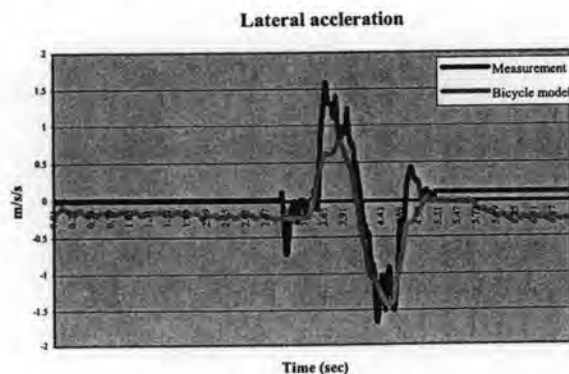


Fig 13. Lateral Acceleration

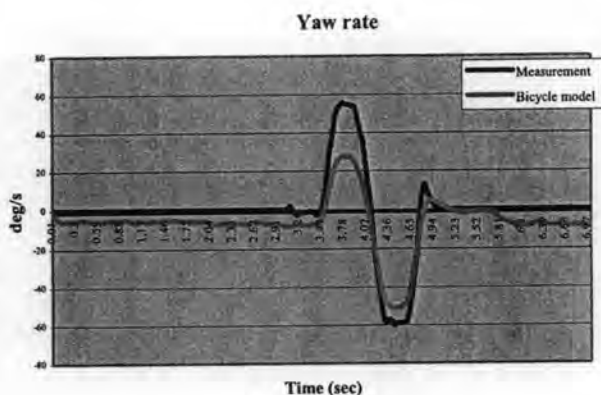


Fig 14. Yaw rate

Yaw rate data from sensor and model have similar characteristics but have different magnitudes.

VII. Conclusion

This paper presents a development of SIS Scaled vehicle for Interactive dynamics Simulation. All dimensionless Pi's group parameters were adjusted to have dynamic similarity to the real vehicle. Experiment and simulation have been proved and verified. The results have been consistent with the model. However there is a margin of improvement, and is under investigation. Furthermore we are now developing a 3D model.

Acknowledgment

The authors gratefully appreciate the support from National Metal and Materials Technology Center (MTEC).

References

- [1] S. Brennan, A. Alleyne, and M. DePoorter, "The Illinois Roadway Simulator - A Hardware-in-the-Loop Testbed for Vehicle Dynamics and Control". Urbana, Illinois, 1998
- [2] Ir. C.L.A. van Maren, Ir. Jiri Sika, "Scaled Vehicle Dynamics of DAVINCI Project", Delft University of Technology, unpublished, 2001.
- [3] Phillip C. Hoble, "Scale-model vehicle analysis for the design of a steering controller", Project US Naval Academy Annapolis, 2003
- [4] Lejo Buning, Joop Pauwelussen, Michiel Terpstra, Ger Teunis, "Real-time video-based monitoring of vehicle position and orientation within an automated vehicle framework". AVEC, 2004
- [5] ANDREW T. GLUMAC, S. Brennan, "Scale tire modelling and experimentation on a rolling roadway simulator". Thesis The Pennsylvania state university, 2006.
- [6] Rajeev Verma, Domitilla Del Vecchio, Hosam K Fathy, "Development of a scaled vehicle with Longitudinal dynamics of a HMMWV for ITS testbed". Paper University of Michigan, 2007.
- [7] Sean N. Brennan, "On size and control: The use of dimensional analysis in controller design", Thesis University of Illinois at Urbana-Champaign, 2002.
- [8] Shigley, J. E. and J.J Uicker, Theory of Machines and Mechanisms, McGraw-Hill Co, Singapore, 1995
- [9] Thomas D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Inc., 1992
- [10] J.R. Ellis, Vehicle Handling Dynamics, Mechanical Engineering Publications, London, 1994
- [11] Sean N. Brennan, "Similarity Conditions for Comparing Closed-Loop Vehicle Roll and Pitch Dynamics", Proceeding of the 2004 American Control Conference, Boston, Massachusetts, June 30- July 2, 2004
- [12] L. Sittikorn, "Vehicle similtude modeling and validation of the Pennsylvania state university rolling roadway simulator", Thesis Pennsylvania state university, 2007
- [13] J.Y. Wong, "Theory of ground vehicles", John wiley & Sons, Inc., 2001
- [14] Jingang Yi, "A Piezo-sensor-based Smart Tire system for mobile robots and vehicles", IEEE/ASME transactions on mechatronics, vol. 13, No. 1, Febuary 2008
- [15] T.A. Wenzel, K.J. Burnham, and R.A. Williams, "Dual extended kalman filter for vehicle state and parameter estimation", Taylor & Francis, Vehicle system dynamics, Vol. 44, No. 2, Febuary, 2006
- [16] Jannie M. Kowalczyk, "Scaled vehicle testing of control algorithm to prevent vehicle rollover", Thesis The Pennsylvania state university Schreyer honors college, 2006
- [17] Lejo Bunning, Joop Pauwelussen, "Real-time video-based monitoring of vehicle position and orientation within an automated vehicle framework", HAN University, Netherlands, AVEC, 2004

Experimental study of 2 D Model on a Scaled Vehicle

Parinya Wattananukulchai and Witaya Wannasuphprasit

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University

ABSTRACT

The paper studies and investigates a 2D vehicle dynamic model on a scaled vehicle. The scaled vehicle is designed and constructed based on dimensionless analysis and Pi's theorem. Essential parameters are carefully adjusted to have dynamic similarity equivalent with real scaled vehicle. In this work, the 2D dynamic model is applied to predict the behavior of the vehicle. We set up two experiments on the scaled vehicle prototype. We tested the scaled vehicle in skid pad and lane change experiments. The experimental results are provided and discussed.

I. INTRODUCTION

Computer simulation is an essential tool to design, analyze, and develop a product such as vehicle prototype. This technology mainly relies on mathematical models to predict the physical behaviors. Since, none of mathematic model can completely represent a real physical system; the non-exact model will result in some simulation error. Thus, in practice especially in the automobile industry, a series of real expensive prototypes were built to test their dynamics and performance.

To reduce developing cost and time, recently, many researches have developed scaled vehicles. Scaled vehicles are proportionally similitude vehicles that have similar dynamic behavior of those full size vehicles. There are several advantages of using the scaled vehicle over a full-size vehicle. The scaled vehicle is more simple and inexpensive. No drivers or pedestrians are risk during testing. In addition, it is relatively simple to change testing conditions and environment (ex. road surface). This makes the testing safe, fast, and repeatable.

Cameron [4] had compared and tested actual vehicle with 2D Bicycle model and proved that

the 2D Bicycle model is accurate in simulating the dynamics under small change conditions.

This paper offers additional viewpoint of 2D model. We studied and compared vehicle states calculated by the 2D model and the vehicle states that measured by sensors on the scaled vehicle prototype.

II. SCALED VEHICLE

Development process of a scaled vehicle involves establishing the dynamic equations, math model, dimensionless analysis, and adjusting process. The dimensionless groups are adjusted and refined so that those variables of the scaled vehicle and the real vehicle are equal.

A scaled vehicle prototype was built from a 1:10 scaled platform that powered by an electric motor with four speed transmissions. The prototype consists of microprocessor module, sensor module, vision module, and communication module.

The microprocessor module processes command received from the external controller via a wireless communication module. We installed inertia sensors (Xbow) for measuring vehicle states, accelerations and yaw rates signals. In addition, the vehicle equipped with positioning and hall sensors to measure steering angle and wheel velocities. Another important element is an on board wireless video camera system that sends a live motion picture to the controller or operator. The camera on scaling vehicle had been placed in the driver's vision position.

The 5th International Conference on Automotive Engineering (ICAE-5)

March 30 – April 3, 2009, BITEC, Bangkok, Thailand



Fig. 1 Sensor system on a scaled vehicle

III. DYNAMIC MODEL OF THE SCALED VEHICLE

In order to create a dynamically equivalence with a full size vehicle, all essential parameters of the scaled vehicle must be matched with those of full size vehicle by using dimensionless analysis and Pi's theorem [1]. Dimensionless parameters of the scaling vehicle and the full size vehicle can be arranged and grouped together. These groups will be adjusted so that they are proportionally similar.

At the beginning, the dynamics model used in this research is a simple model [1,2] called "Bicycle model" as show in Figure 2

Assumptions:

1. Left and right steering angles are equivalent.
2. Left and right side slip angles of wheels are equivalent.



Fig. 2 Bicycle model

$$ma_x = F_{x_{yf}} \cos \delta - F_{y_{yf}} \sin \delta + F_{x_r} \quad (1)$$

$$ma_y = F_{y_{yf}} \cos \delta + F_{x_{yf}} \sin \delta + F_{y_r} \quad (2)$$

$$I_z \dot{r} = aF_{y_{yf}} \cos \delta + aF_{x_{yf}} \sin \delta - bF_{y_r} \quad (3)$$

With a condition of constant longitudinal velocity, force on x-axis is zero. For a small steer angle, $\cos \delta \approx 1$ and $\sin \delta \approx 0$. Thus $F_{y_{yf}} \sin \delta \approx 0$. Now we have:

$$\dot{v} = -au + \left(\frac{1}{m}\right)(F_{y_f} + F_{y_r}) \quad (4)$$

$$\dot{r} = \left(\frac{1}{I_z}\right)(aF_{y_f} - bF_{y_r}) \quad (5)$$

where F_{y_f} and F_{y_r} in (4),(5) are lateral forces on front and rear wheels respectively. With all variables substituted, one can write

$$\dot{v} = \left(\frac{2C_{\alpha_f} + 2C_{\alpha_r}}{mu}\right)v + \left(\frac{2aC_{\alpha_f} - 2bC_{\alpha_r}}{mu} - u\right)r - \left(\frac{2C_{\alpha_f}}{m}\right)\delta_f \quad (6)$$

$$\dot{r} = \left(\frac{2aC_{\alpha_f} - 2bC_{\alpha_r}}{I_z u}\right)v + \left(\frac{2a^2C_{\alpha_f} + 2b^2C_{\alpha_r}}{I_z u}\right)r - \left(\frac{2aC_{\alpha_f}}{I_z}\right)\delta_f \quad (7)$$

where subscript f and r associate with front and rear wheels, C_{α} is Cornering stiffness, α is slip angle, m is vehicle mass, I_z is moment of inertia of vertical axis, u is the velocity in x axis, r is yaw rate, and α is slip angle.

IV. DIMENSION ANALYSIS

We adopted PI-Bucking ham's theory together with Bicycle model to arrange dimensionless groups (called "Pi's-Groups"). These Pi's groups of the scaled vehicle later will be adjusted to compatible with those of real vehicle. Here we have 5 dimensionless groups as:

$$\Pi_1 = \frac{a}{L}, \Pi_2 = \frac{b}{L}, \Pi_3 = \frac{C_{\alpha_f} L}{mu^2}, \Pi_4 = \frac{C_{\alpha_r} L}{mu^2}, \Pi_5 = \frac{I_z}{mL^2} \quad (8)$$

March 30 – April 3, 2009, BITEC, Bangkok, Thailand

Substitute parameters of the scaled and real vehicles to eq (8). Now we have 2 sets of PI's groups (one for scaling vehicle and the other for real vehicle). To make an equivalent dynamic behavior, we must adjust the scaled vehicle parameters to match those of real vehicle.

V. MEASUREMENT AND PARAMETER ADJUSTMENT OF THE SCALED VEHICLE

From data of NHTSA [7], we selected "Ford 1 Driver + 3 Passengers + Rear Cargo" as a full size vehicle. This model has overall geometry matching well with our testbed vehicle. The parameter adjustment process based on dimensionless analysis can be explained step by step as follow:

A. CENTER OF GRAVITY

We acquired the position of CG from NHTSA, and calculate parameters in the 1st and 2nd dimensionless group. Then, we hang a scaling vehicle in the CG location. After that, we carefully relocated all elements in the vehicle to adjust the CG.

B. MOMENT OF INERTIA

To adjust a moment of inertia, we built a simple device shown in Figure 3, called three-string torsion pendulum, to measure rotational inertia. Here we can measure period of oscillation and calculate inertia values using formula in Eq. 9-10.

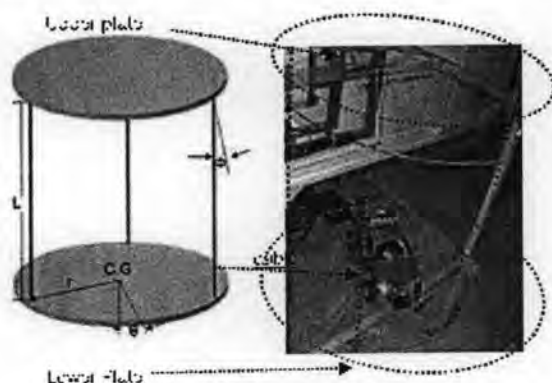


Fig. 3 Moment of inertia measurement

From Figure 5

$$\sum M_z : -r(m_o + m_p)g \sin \phi = (I_p + I_o)\ddot{\theta} \quad (9)$$

$$I_{sc+I_p} = \frac{(m_o + m_p)r^2 g}{l} \left(\frac{\tau}{2\pi}\right)^2 \quad (10)$$

When placing the scaled vehicle on the lower plate, the central gravity of the vehicle must coincide with the center of the plate. Here the angle θ must be less than 5 degree. Initially, the moment of inertia of the scaled vehicle was too much. Thus we adjusted by relocating elements toward the center of gravity to decrease moment of inertia.

C. CORNERING STIFFNESS COEFFICIENT

The cornering stiffness of wheel can be calculated by a ratio between cornering force (lateral force) and wheel side slip angle as

$$C_\alpha = \frac{F_y}{\alpha} \quad (11)$$

Since this coefficient results from several factors such as wheel material, wheel structure, and road surface, we have developed an instrument to measure this coefficient.



Fig. 4 Cornering stiffness coefficient measurement device

This instrument consists of a drum, steering axis, steering load, and a force sensor. The drum can be surfaced with different materials, and its rotational velocity is controlled by a dc motor. The computer controls the steering axis angle with a preset load, and measures lateral force from the force sensor.

The 5th International Conference on Automotive Engineering (ICAE-5)

March 30 – April 3, 2009, BITEC, Bangkok, Thailand

There are two types of wheels in this experiment (with and without inner cushion rubber). We tested road surface up to 6 materials. Each has different roughness. Range of steering angle is ± 4 degree (for linearization system). A cornering stiffness coefficient can be estimated by slope.

We performed several experiments in different configurations. From experiments, we take a cornering stiffness coefficient on each configuration, and substitute into dimensionless group 3rd and 4th. We found a good set of parameters. The wheel without inner rubber and surface 3 has coefficients matching with the real vehicle.

Now, we have matched all essential dimensionless groups as summarized in the Table 1. In principle, the dynamic behaviors of our scaled vehicle will be closely equivalent with a real vehicle. In this research, we are using this scaled vehicle for advanced interactive control.

Table 1. PI's groups between the scaled and real vehicles.

Description	Π_1	Π_2	Π_3	Π_4	Π_5
Full size	0.4393	0.5607	2.0800	2.3761	0.2468
Scaled	0.4349	0.5651	2.0804	2.5725	0.2441

VI. EXPERIMENT

This section intends to prove the prediction accuracy of the data calculated with the 2D dynamics model. The data from these calculations will compare with the measurement data from detection devices installed on the scaled vehicle. The scaled vehicle will be tested on the matched road surface from Section 4.

There are two experiments; skid pad and lane change path. See Fig 6. The command structure includes acceleration, breaking, gear shifting and steering. All system transmits and receives at 100 Hz sampling rate

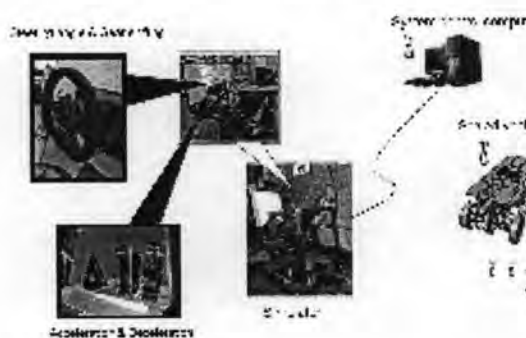


Fig.5 Control of Scaled vehicle via simulator

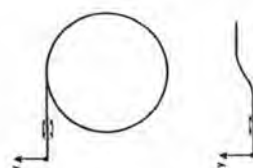


Fig.6 Route running paths of scaled vehicle.

SKID PAD EXPERIMENT

For the skid pad experiment, in order to control the tracing size, we set the steering wheel angle to 16 degrees. Here we vary the conditions by performing the experiment on the scaled vehicle three times with difference longitudinal velocities of 0.8, 1.35 and 2 m/s.

The experimental conditions and results are displayed in Table 2 and Fig 7 to Fig 9. Figure 7 shows the lateral acceleration data from the model comparing to the measured data from the Xbow sensor. The dash lines represent data calculated from the models. The solid lines are measured values from the sensor. The measured angular velocities and the calculated values from the model also expressed in Fig 8.

Comparing modeled and measured results from the skid pad at the speed 0.8, 1.35, 2.0 m/s, show that there are some differences between them. In fact biggest gap occurs at 2.0 m/s.

The 5th International Conference on Automotive Engineering (ICAE-5)

March 30 – April 3, 2009, BITEC, Bangkok, Thailand

Table2. Skid Pad test.

Tests	Velocity (m/s)	Slip angle (Degree)
1	0.80	9°
2	1.35	9.5°
3	2.00	10°

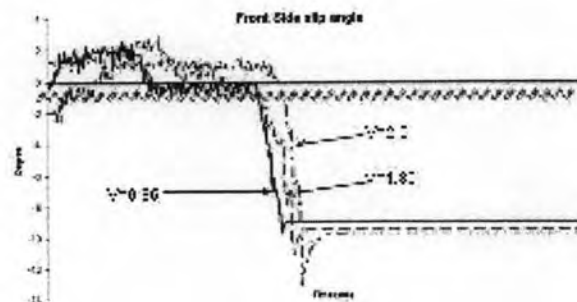


Fig.9 Front Slip angle data from skid pad tests

LANE CHANGE EXPERIMENT

Another test is lane change experiment. We performed the experiments with three longitudinal velocities of 0.8, 1.35 and 2 m/s. The testing conditions are summarized in Table 3.

Table3. Conditions lane change test.

Tests	Velocity (m/s)	Slip angle (Degree)
1	0.80	6°
2	1.35	8°
3	2.00	10°

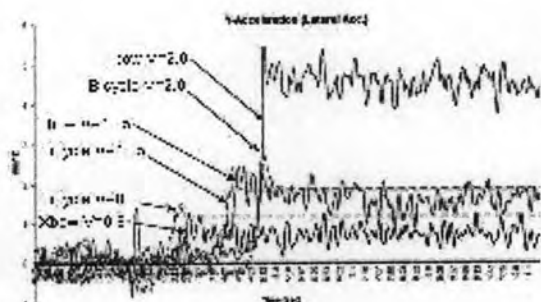


Fig.7 Lateral acceleration data from skid pad tests

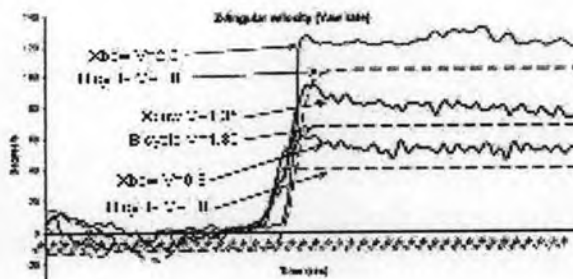


Fig.8 Angular velocity data from skid pad tests

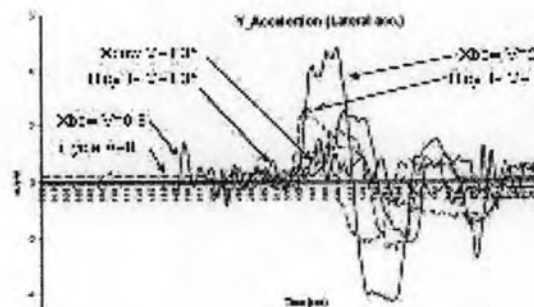


Fig.10 Lateral acceleration data from lane change experiment

The 5th International Conference on Automotive Engineering (ICAE-5)

March 30 – April 3, 2009, BITEC, Bangkok, Thailand

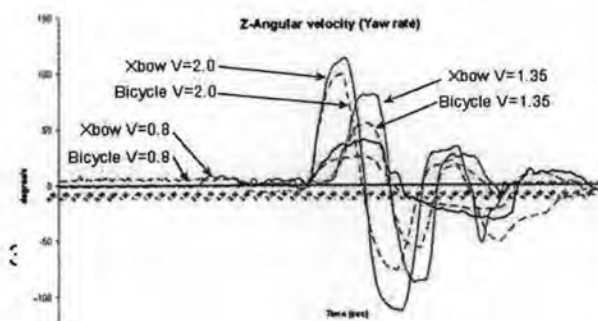


Fig.11 Angular velocity data from lane change experiment

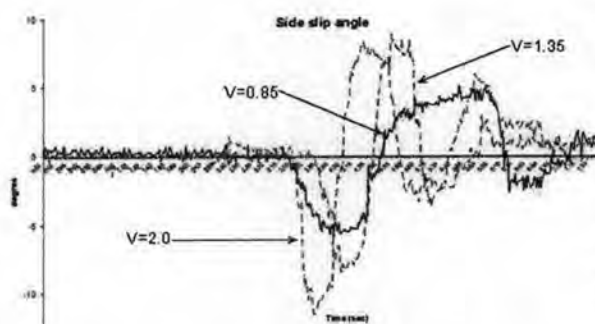


Fig.12 Front slip angle data from lane change experiment

Figure 10 shows measured lateral acceleration data comparing to the modeled data. Figure 11 displays angular velocities in the similar manner.

In both experiments, even the trends of both experiments suggest the 2D model can express the behavior of the scaled vehicle. There are some errors between the measured values and the modeled values. One parameter contributed to these errors is slip angles which have high values. This corresponding to the fact that bicycle model has good accuracy under small slip angles.

VII. CONCLUSION AND CONTINUOUS WORK

The paper presents a 2D vehicle dynamic model on a scaled vehicle prototype. Bicycle model is applied to predict the behavior of the prototype. We performed two experiments on the scaled vehicle using skid pad and lane change paths.

The experimental results show some error between the modeled values and the measured values due to high slip angles.

We are now developing a 3D model and investigate additional test at low slip angles.

ACKNOWLEDGMENT

The authors gratefully appreciate the support from National Metal and Materials Technology Center (MTEC).

REFERENCES

- [1] Brennan.S and Alleyne.A "The Illinois Roadway Simulator - A Hardware-in- the-Loop Testbed for Vehicle Dynamics and Control", Urbana illinois, 1998
- [2] van Maren and Jiri Sika, "Scaled Vehicle Dynamics of DAVINCI Project", Delft University of Technology, 2001.
- [3] Phillip C. Hoble, "Scale-model vehicle analysis for the design of a steering controller", Project US Naval Academy Annapolis, 2003.
- [4] John Thomas Cameron, "Vehicle dynamic modeling for the prediction and prevention of vehicle rollover." Pennsylvania state University, 2005.
- [5] ANDREW T. GLUMAC, S. Brennan, "Scale tire modelling and experimentation on a rolling roadway simulator." The Pennsylvania state university, 2006.
- [6] Rajeev Verma and Hosam K Fathy, "Development of a scaled vehicle with Longitudinal dynamics of a HMMVV for ITS testbed", University of Michigan, 2007.
- [7] N.Brennan, "On size and control: The use of dimensional analysis in controller design", Thesis University of Illinois at Urbana-Champaign , 2002.

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายปริญญา วัฒนนกุลชัย เกิดเมื่อวันที่ 28 มกราคม พ.ศ. 2525 ที่จังหวัดอุดรธานี สำเร็จการศึกษาปริญญาบัณฑิต วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมอิเล็กทรอนิกส์เชิงกล ภาควิชาวิศวกรรมระบบควบคุม คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ในปีการศึกษา 2544 และได้เข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปี พ.ศ. 2544