Engineering Knowledge Transfer Units to Increase Student´s Employability and Regional Development

การสอน “พื้นฐานพลศาสตร์ยานยนต์” 1

by Dr. Karl Reisinger

ข้อมูลเบื้องต้น, ยางรถ, พลศาสตร์ตามยาว

สำหรับใช้ในการศึกษาเท่านั้น*

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

This project has been funded with support from the European Commission. This publication reflects the views only of the author, and the Commission cannot be held responsible for any use which may be made of the information contained therein.598710-EPP-1-2018-1-AT-EPPKA2-CBHE-JP

FH-Joanneum GmbH.
University of Applied Sciences, Graz, Austria

สถาบันวิศวกรรมยานยนต์

- หลักสูตรปริญญาตรี
- หลักสูตรปริญญาโท

Dr. Karl Reisinger
Assoz. Prof.(FH)

- พลศาสตร์ยานยนต์
- เมคคาทรอนิกส์

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

Content of Slot 1 + 2

- **เราจะสอนไดนามิกยานยนต์ในหลักสูตรปริญญาตรีและปริญญาโทของ UAS Graz ได้อย่างไร**
- **การนำเสนอ**
  - จุดมุ่งหมาย, คุณสมบัติหลักสูตร, สถานที่ในหลักสูตร
  - เนื้อหา – ภาพรวมพร้อมตัวอย่าง
    - พฤติกรรมของยาง, ไดนามิกตามยาว, พลวัตด้านข้าง, ไดนามิกแนวตั้ง
- **การประชุม สนทนาในกลุ่ม**
  - การนำเสนอและการอภิปราย

ยินดีรับฟังคำถาม,
ในขณะที่กำลังนำเสนอ

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

จุดมุ่งหมายของหลักสูตรพลศาสตร์ยานยนต์

นักศึกษาระดับปริญญาตรีต้องรู้...

- รถเคลื่อนที่ได้อย่างไร?

  ความรู้พื้นฐาน, เงื่อนไข, วิธีการ

- ยางเท่านั้นที่สัมผัสกับถนน!
  - **Primary spring**
  - **No Force w/o Slip**
  - พฤติกรรมไม่เชิงเส้น
  - รวมยาว. และแรงข้างเคียง
- **Longitudinally**
  - แรงต้าน, การสร้างแบบจำลอง
  - การถ่ายโอนโหลดตามยาว
  - กำลังเครื่องยนต์, ความเร็ว, สำหรับการเคลื่อนที่แบบเร่ง, การใช้พลังงาน
  - โมเดลจำลองไปข้างหน้าและข้างหลัง

นักศึกษาระดับปริญญาโทต้องรู้...

- จะทำให้รถเร็วขึ้นและประหยัดได้อย่างไร?

  ความรู้ปริญญาตรีแต่ลึกซึ้ง

- พฤติกรรมของยางภายใต้น้ำหนักบรรทุกรวมและรุ่นต่าง ๆ
  - **TM-Easy by Hirschberg-Rill**
  - แนวทางของ **Pacejka's** ในหลักการ

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

จุดมุ่งหมายของหลักสูตรพลศาสตร์ยานยนต์ 2

นักศึกษาระดับปริญญาตรีต้องรู้...

- รถเคลื่อนที่ได้อย่างไร?

  ความรู้พื้นฐาน, เงื่อนไข, วิธีการ

- **Laterally**
  - สมการเพื่อรับ **ODE** รุ่น **Single Track** ที่มีค่าคงที่, ความเร็ว.
  - การทดสอบที่จะได้รับชั่วคราว และพฤติกรรมของสภาวะคงตัว.
  - **Under-/Oversteering**
- **Vertically**
  - **Parameters for Comfort**
  - อธิบายความขรุขระของถนน

นักศึกษาระดับปริญญาโทต้องรู้...

- จะทำให้รถเร็วขึ้นและประหยัดได้อย่างไร?

  ความรู้ปริญญาตรีแต่ลึกซึ้ง

- **Laterally**
  - การถ่ายโอนโหลดด้านข้าง
  - ขับรอบที่เร็วที่สุด
  - **G-g-diagram and Milliken-Moments-Diagram**
- **Ride – Vertical Dynamics**
  - ค้นหาสปริงช่วงล่างและแดมเปอร์ที่เหมาะสมที่สุดในแง่ของความสบาย, ความปลอดภัยในการขับขี่และอากาศพลศาสตร์

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

จุดมุ่งหมายของหลักสูตรพลศาสตร์ยานยนต์ 3

นักศึกษาระดับปริญญาตรีต้องรู้...

- รถเคลื่อนที่ได้อย่างไร?

  ความรู้พื้นฐาน, เงื่อนไข, วิธีการ

- วิธีการจำลองสถานการณ์
  - การจำลองย้อนหลัง **(Matlab)**
  - การจำลองไปข้างหน้า **(Simulink)**
  - โปรแกรมเชิงพาณิชย์ส่งอะไร จำนวนพารามิเตอร์ **(veDYNA/TESIS)**

นักศึกษาระดับปริญญาโทต้องรู้...

- จะทำให้รถเร็วขึ้นและประหยัดได้อย่างไร?

  ความรู้ปริญญาตรีแต่ลึกซึ้ง

- วิธีการจำลองสถานการณ์
  - เวลารอบโดยใช้แบบจำลอง 1 **DOF** และ **g-g-diagram (Matlab)**
  - **Using AVL/VSM:** การระบุพารามิเตอร์โดยใช้ข้อมูลที่วัดได้, การจำลองเวลารอบ, การวิเคราะห์ความไว, การเพิ่มประสิทธิภาพพลังงาน

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

คุณสมบัติสำหรับหลักสูตร

หลักสูตรปริญญาตรี

- **5th semester, 2 ECTS**
  - บรรยาย 20 ชม. 4 แนวทางปฏิบัติ
- หลักสูตรก่อนหน้าที่จำเป็น
  - คณิตศาสตร์วิศวกรรม
  - พื้นฐานในกลศาสตร์/ไดนามิก
  - ลักษณะของไดรฟ์ไฟฟ้า
  - **Matlab/Simulink**
  - เครื่องยนต์สันดาปภายใน
- ควบคู่ไปกับหลักสูตรนี้
  - วิศวกรรมแชสซี
  - เทคโนโลยีขับเคลื่อนและขับเคลื่อน
  - ในการทดสอบรถยนต์

หลักสูตรปริญญาโท

- **3rd semester, 2 ECTS**
  - บรรยาย 20 ชม. 4 แนวทางปฏิบัติ
- หลักสูตรก่อนหน้าที่จำเป็น
  - หลักสูตรปริญญาตรีของเรา หรือ
  - ปริญญาตรี วิศวกรรมเครื่องกล, วิศวกรรมเมคคาทรอนิกส์

    + Supplementary Exams in
    - **Matlab, Simulink,**
    - **Vehicle Dynamics & Chassis Eng.**

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

UNITED

FH | JOANNEUM
University of Applied Sciences

Engineering Knowledge Transfer Units to Increase
Student´s Employability and Regional Development

ภาพรวมพฤติกรรมของยาง

วิธีทำความเข้าใจสลิป, ความไม่เชิงเส้นของยาง และผลกระทบ

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

This project has been funded with support from the European Commission. This publication reflects the views only of the author, and the Commission cannot be held responsible for any use which may be made of the information contained therein.598710-EPP-1-2018-1-AT-EPPKA2-CBHE-JP

What drives the car?

- ยางเป็นเพียงส่วนหนึ่งในการถ่ายเทแรงไปยัง
  - accelerate/brake
  - drive a turn

Tyre Production:
http://www.youtube.com/watch?v=Li-MKobBg5w

Bias-Ply Tyre vs. Radial Tyre
http://www.youtube.com/watch?v=Ii0n8SK9V2s

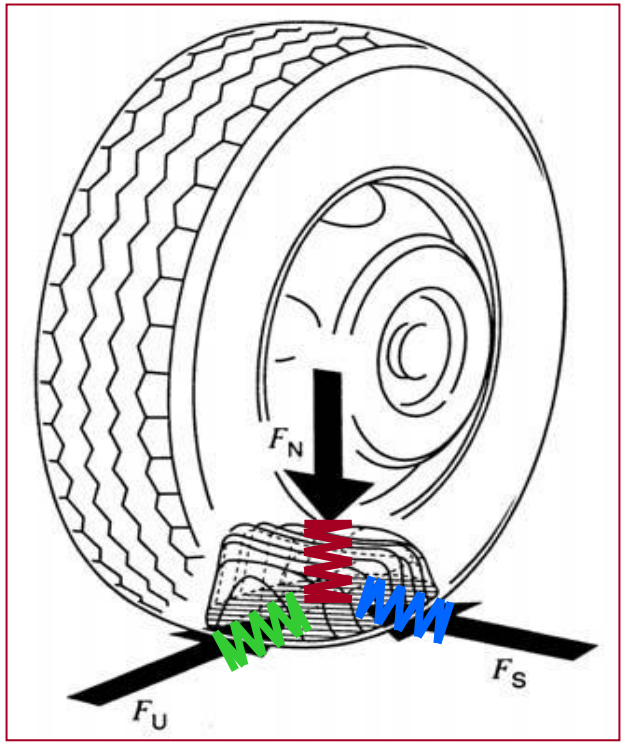
Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Dr. Karl Reisinger

Picture: K. Reisinger

Tire = Primary Spring

- **... in 3 directions (3 DOF)**
- **comfort**
  - กรองแรงสั่นสะเทือนจากท้องถนน
- แรงฉุด
  - ช่วงล่างเคลื่อนไหวน้อยลง
  - ความแปรปรวนของน้ำหนักบรรทุกล้อน้อยกว่า
- ประสิทธิภาพการหมุน
  - ปรับสมดุลความไม่สม่ำเสมอเล็กๆ

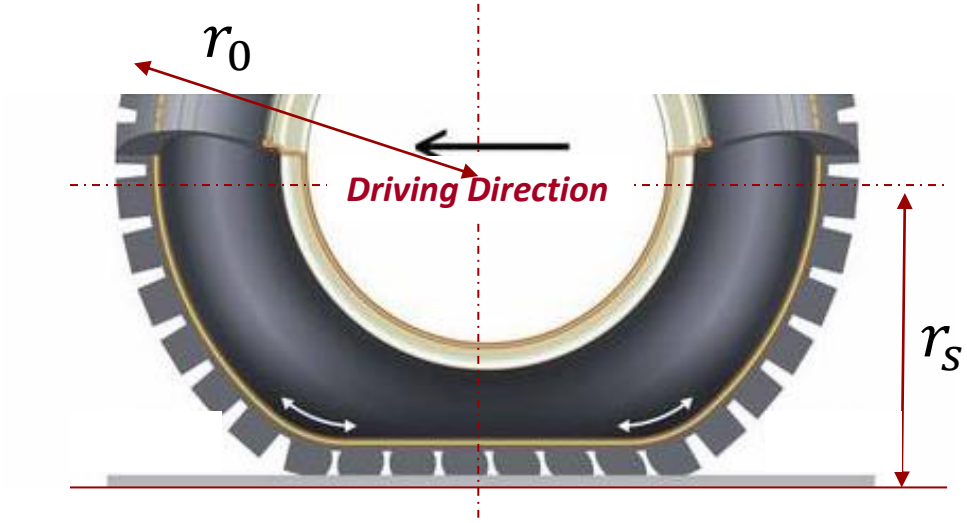


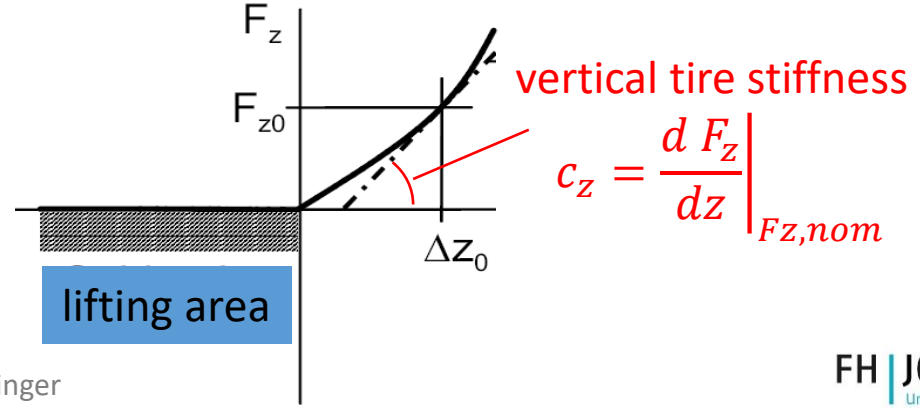
Wheel with pressure distribution in contact area [Bosch02]

Air-filled tires n vs. pure rubber tires
http://www.youtube.com/watch?v=jsxP7SYRF60&feature=related

Tire Radii

- Outer Radius r_0
- Static Loaded Radius r_s
- $r_s = f(F_z, p)$
- Effective Radius $r_e = \frac{U_{eff}}{2\pi}$
- $r_e = f(p, v)$
- Estimations[1] $r_e \approx \frac{2\,r_0 + r_s}{3}$

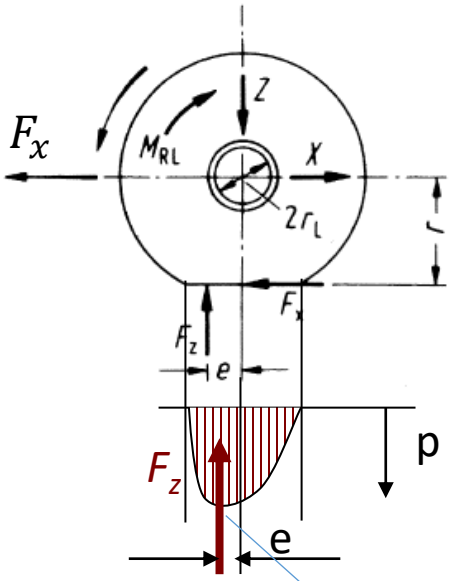




1)
- Reimpel, Grundlagen der Fahrwerktechnik, Vogel 2000
- Rill G.: Road Vehicle Dynamics, CRC Press, 2011

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Rolling Resistance Coefficient f_R



Distribution of vertical load if rolling to left side

$$F_x \cdot r_e = F_z \cdot e$$
$$F_x = f_R \cdot F_z$$

- f_R depends on
  - tire radius
  - toe in, camber
  - pressure
  - road

    asphalt, roughness, earth, sand, …
  - speed
  - (Hub & brake friction)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

ระดับประสิทธิภาพของยาง

Reifen der Klasse C1		Reifen der Klasse C2		Reifen der Klasse C3	
CR in kg/t	Energieeffi-zienzklasse	*CR* in kg/t	Energieeffi-zienzklasse	*CR* in kg/t	Energieeffi-zienzklasse
CR≤6,5	A	*CR*≤5,5	A	*CR*≤4,0	A
6,6≤*CR*≤7,7	B	5,6≤*CR*≤6,7	B	4,1≤*CR*≤5,0	B
7,8≤*CR*≤9,0	C	6,8≤*CR*≤8,0	C	5,1≤*CR*≤6,0	C
–	D	–	D	6,1≤*CR*≤7,0	D
9,1≤*CR*≤10,5	E	8,1≤*CR*≤9,2	E	7,1≤*CR*≤8,0	E
10,6≤*CR*≤12,0	F	9,3≤*CR*≤10,5	F	*CR*≥8,1	F
CR≥12,1	G	*CR*≥10,6	G	–	G

C1 .. Passenger Car, C2 .. Light Trucks, C3 .. Trucks

https://ec.europa.eu/transparency/regdoc/rep/1/2009/DE/1-2009-348-DE-F2-1.Pdf

Test procedure
https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1570609195857&uri=CELEX:42011X1123(03)
plain steel drum, $d_{Drum} = 2\ m$, 25 °C, for C1 : speed=80 km/h, Fz=80% of max. tire load

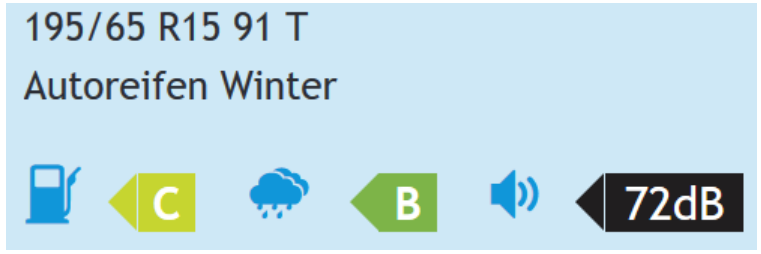
Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

ระดับประสิทธิภาพของยางในอนาคต

C1 tyres		C2 tyres		C3 tyres	
RRC in kg/t	*Energy efficiency class*	*RRC in kg/t*	*Energy efficiency class*	*RRC in kg/t*	*Energy efficiency class*
$RRC \leq 5,4$	*A*	$RRC \leq 4,4$	*A*	$RRC \leq 3,1$	*A*
$5,5 \leq RRC \leq 6,5$	*B*	$4,5 \leq RRC \leq 5,5$	*B*	$3,2 \leq RRC \leq 4,0$	*B*
$6.6 \leq RRC \leq 7.7$	*C*	$5.6 \leq RRC \leq 6.7$	*C*	$4.1 \leq RRC \leq 5.0$	*C*
$7,8 \leq RRC \leq 9,0$	*D*	$6,8 \leq RRC \leq 8,0$	*D*	$5,1 \leq RRC \leq 6,0$	*D*
$9,1 \leq RRC \leq 10,5$	*E*	$8,1 \leq RRC \leq 9,2$	*E*	$6,1 \leq RRC \leq 7,0$	*E*
$RRC \geq 10,6$	*F*	$RRC \geq 9,3$	*F*	$RRC \geq 7,1$	*F*

C1 .. Passenger Car, C2 .. Light Trucks, C3 .. Trucks

https://ec.europa.eu/transparency/regdoc/rep/1/2018/EN/COM-2018-296-F1-EN-ANNEX-1-PART-1.PDF (2018)



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Comparison Sports to ECO-Tires, an estimation

- Vehicle Mass $\mathrm{m_{veh}} = 1600\ \mathrm{kg}$
- neglect lift force
- Lifetime L=44 000 km1)
  - 1 Litre petrol costs 1.20 €, fuel value $H_u = 11.5\,\frac{\mathrm{kWh}}{\mathrm{kg}} \cdot 0.75\,\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{l}}$, gives 2.32 kg CO2
  - Mean efficiency of Spark Ignited Engine : approx. 25% in cycle

- Energy saves in kWh if you use Class B or Class E per 100 km
- How does consumption sink, l/100km?
- CO2 saves in g/km?
- Safed money while lifetime?

1) https://www.reifendirekt.at/FAQs/Fragen_rund_um_die_Produkte_Fragen_zu_Reifen_Fragen_zum_Reifenalter.html#Fragen_rund_um_die_Produkte_Fragen_zu_Reifen_Fragen_zum_Reifenalter-246

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

เครื่องทดสอบยางแท่นเครื่อง

Tire in Testing Machine
http://www.youtube.com/watch?v=W8UiE7yvO_M&feature=related

https://www.youtube.com/watch?v=dZhTdljr2Zc&feature=related

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การทดสอบยางในสภาพถนนจริง

- สภาพถนนจริง
- ผลลัพธ์เปลี่ยนไปตามสภาพอากาศ
- ในการวัดตัวรถ
  - มุมเอียงไม่ได้กำหนดไว้อย่างดี
- เครื่องวัด-รถพ่วง,
- เครื่องวัด-รถบรรทุก

Tire Measurement Trailer

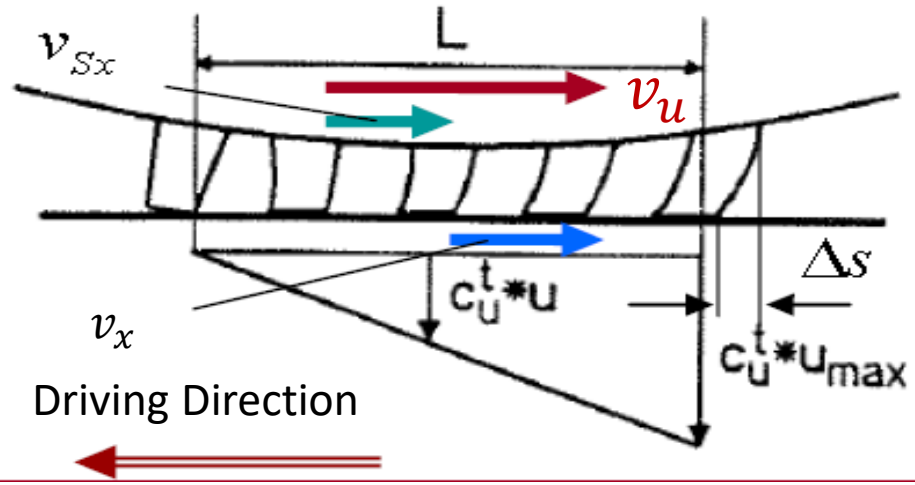
Measurement Truck: http://www.fkfs.de

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Brush Model

- **ไม่มีความเครียดโดยไม่ต้องเครียด→ ไม่มีแรงลมยางไม่ลื่น!**
- ล้อที่ขับเคลื่อนด้วยจะหมุนเร็วกว่าที่ไม่ขับเคลื่อน
- ล้อเบรกหมุนช้าลง
- Brush model
  - treat element **front** position: **unloaded and undeformed**
  - rubber deforms due to load within the print front to rear
  - circumference speed $v_u = r_e \cdot \omega$
  - Different to the speed of the wheel centre.
  - While wheel centre moves print length L, the tire has to move by Δs more to „load“ the rubber.
- NO SLIP – NO GRIP

Example: Wheel with drive torque, not braking



Rel. velocities seen from wheel centre

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Tire Slip

$$r_e \cdot \omega = v_{wheel} + v_{sx}$$

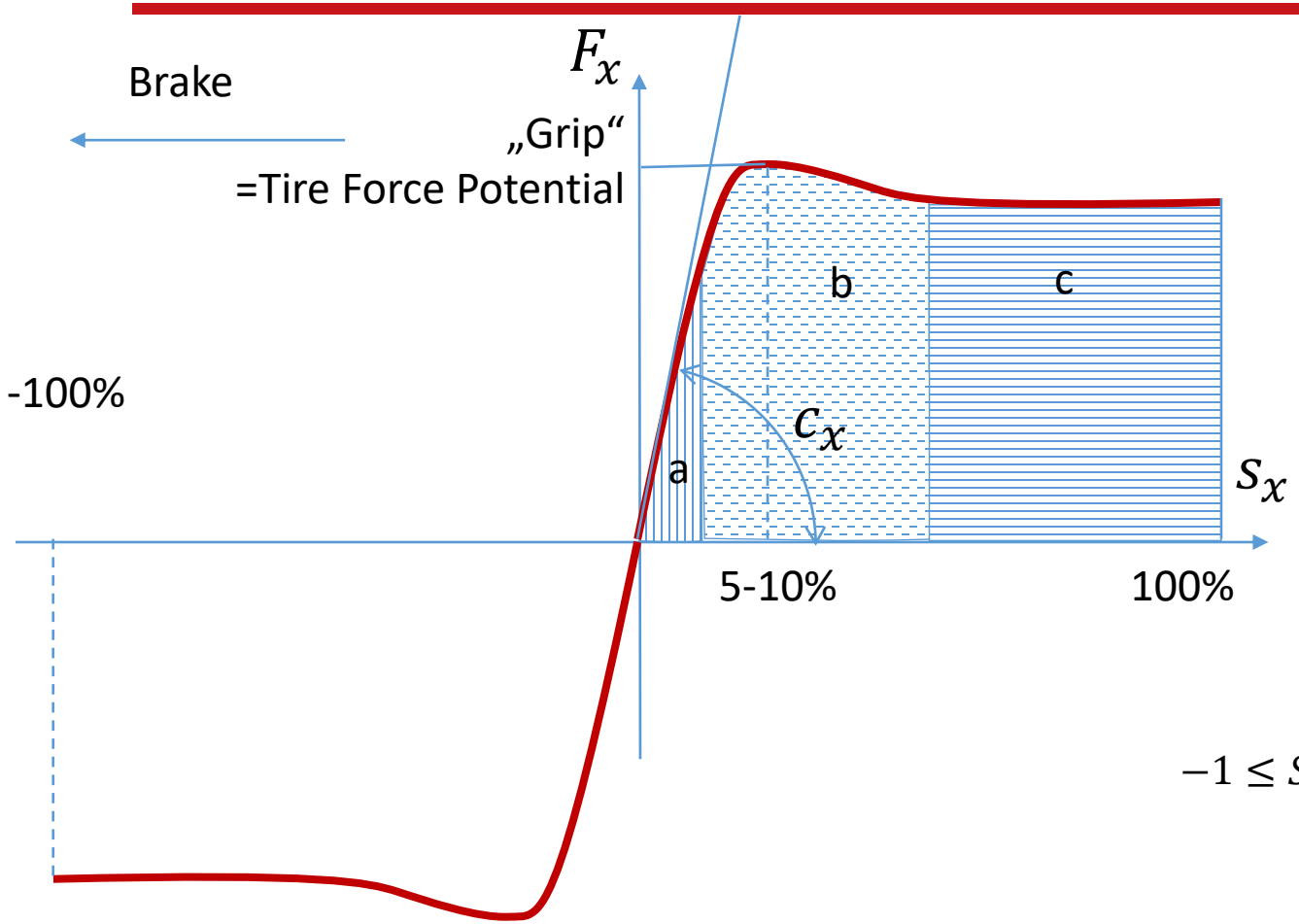
- v_x… rim centre velocity over ground
  - $v_x = v_{veh}$ without steering, driving straight forward
- v_{Sx}… Slip velocity

$$-1 \leq S_x \leq 1, S_x = \begin{cases} \dfrac{r_e \cdot \omega - v_x}{r_e \cdot \omega} \ldots drive\ mode \\ 0 \ \ldots rolling\ with\ rolling\ resistance \\ \dfrac{r_e \cdot \omega - v_x}{v_x} \ldots thrust\ mode\ or\ braking \end{cases} = \frac{r_e \cdot \omega - v_x}{\max(r_e \cdot \omega, v_x, eps)}$$

- S_x… Slip according Mitschke/Wallentowitz
- eps… small number to avoid div. by zero at stillstand.

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

ลักษณะของแรงลื่นของยาง



- F_x … longitudinal force transferred in print
- s_x … longitudinal slip
- Rolling: $s_x = 0$ by definition of r_e
- $c_x = \frac{dF_x}{ds}$ … Long. Tire slip stiffness for lin. models
- $\mu_x(s_x) = \frac{F_x}{F_z}$ … tire force coefficient

- Mitschke/Wallentowitz:

$$-1 \leq S_x \leq 1, S_x = \begin{cases} \frac{r_e \cdot \omega - v_x}{r_e \cdot \omega} \ \ldots thrust\ mode \\ 0 \ \ldots rolling\ with\ rolling\ resistance \\ \frac{r_e \cdot \omega - v_x}{v_x} \ \ldots coast\ down\ or\ braking \end{cases}$$

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Lateral Slip =Side Slip

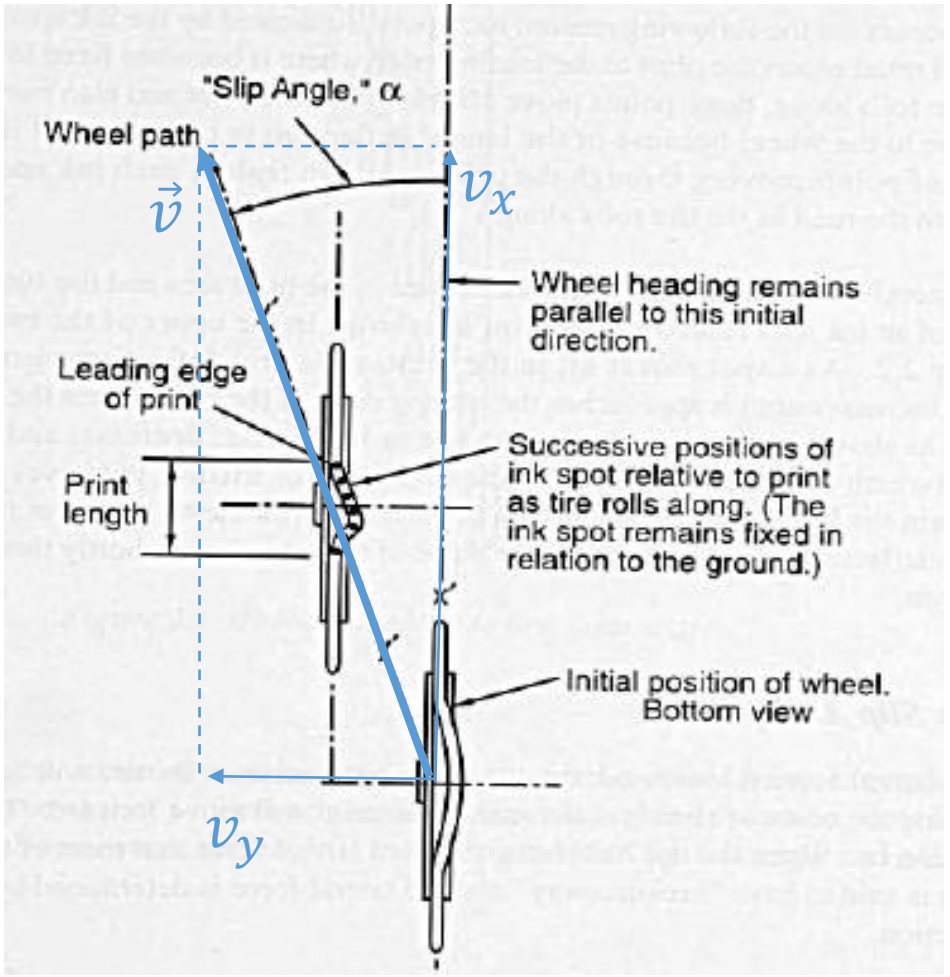
- Side Slip

$$s_y = \frac{v_y}{v_x}$$

- Side Slip Angle α

$$\tan(\alpha) = s_y$$

- Self alignment torque
  ->the lateral force distribution

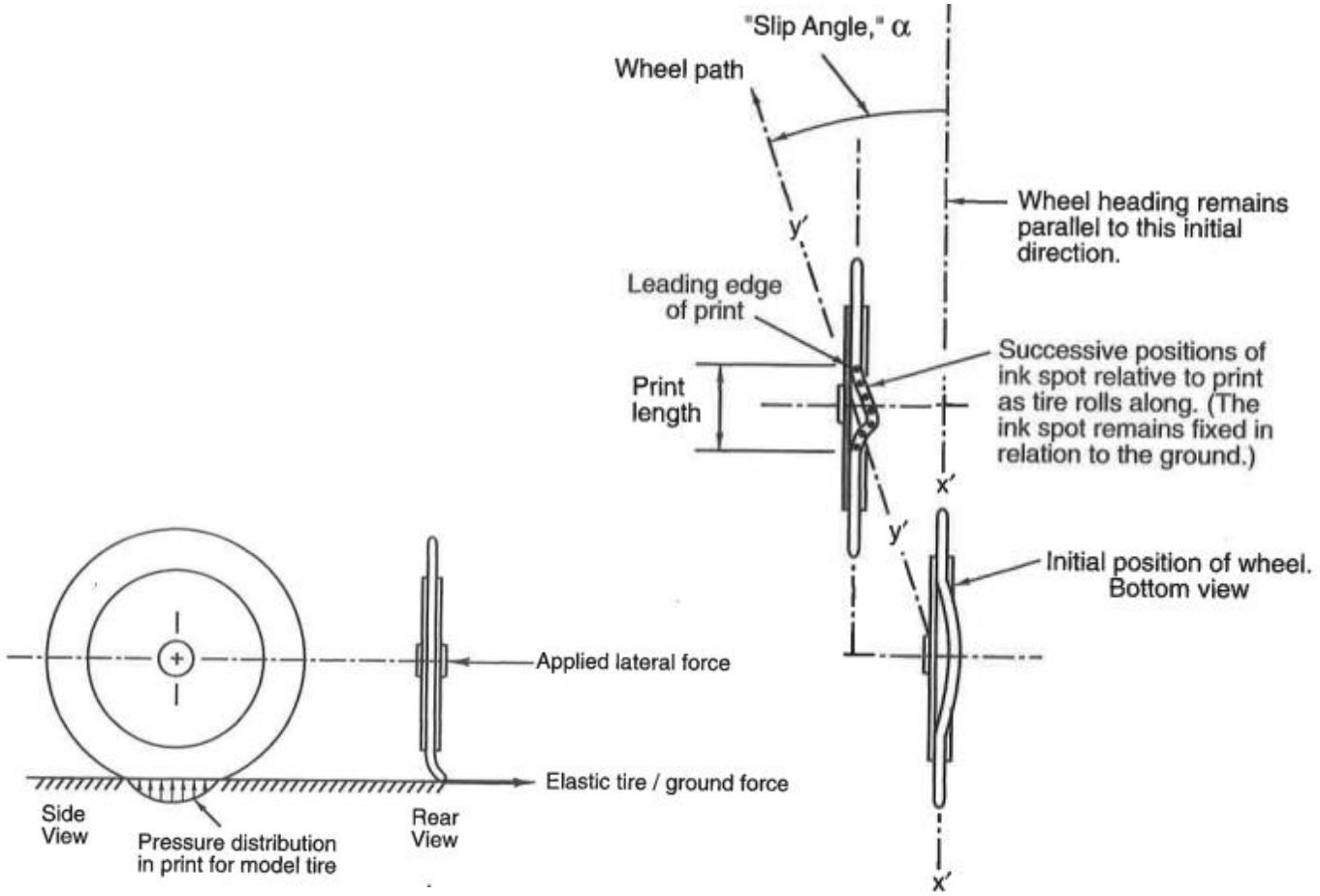


GM Wheel [Milliken95]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Tyre Slip in x and y

- no stress without strain
  - no force transfer without deformation
  - deformation of a rolling wheel makes wheel slip
  - regular slip is not skidding of rubber on road surface!

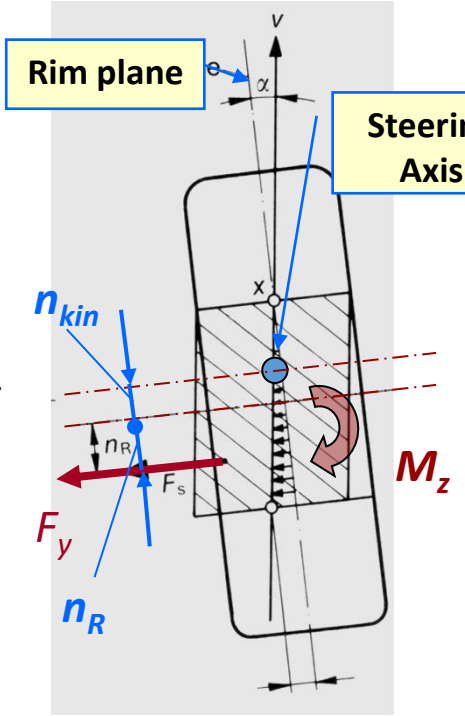


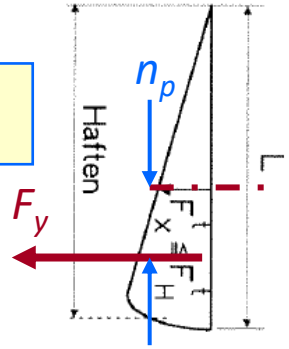
[Milliken W., Milliken D.: Race Car Vehicle Dynamics, SAE 1995]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Self Aligning Torque M_z due to Lat. Force

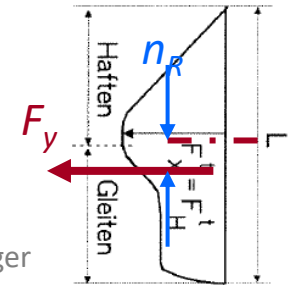
- $M_z = F_y \cdot (n_p + n_{Kin})$
  - $F_y = \int_{x=0}^{L} \frac{dF_y}{dx}\, dx$
    is not symmetrically distributed!
- tire trail, (pneumatic) trail n_p
  - $n_R \cong \frac{1}{6} \cdot L$, L … print length al t low F_y
  - n_p decreases if the max. friction potential was reached in areas of the print
  - M_z is a good feedback to the driver for road friction (less if slippery)
- kinematic trail n_{Kin}
  - due to steering geometry
  - given by the engineer

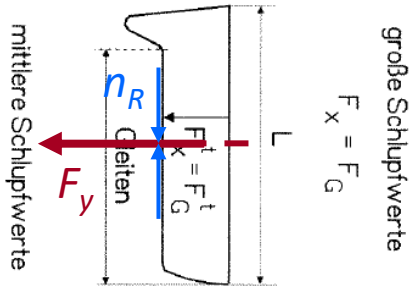




small side force
- Print sticks totally on road
- Linear distribution
- $n_p \cong \frac{L}{6}$

high side force
- Tire sticks within the front area, slides after reaching a maximum
- Squeezing
- Resultant side force moves forward



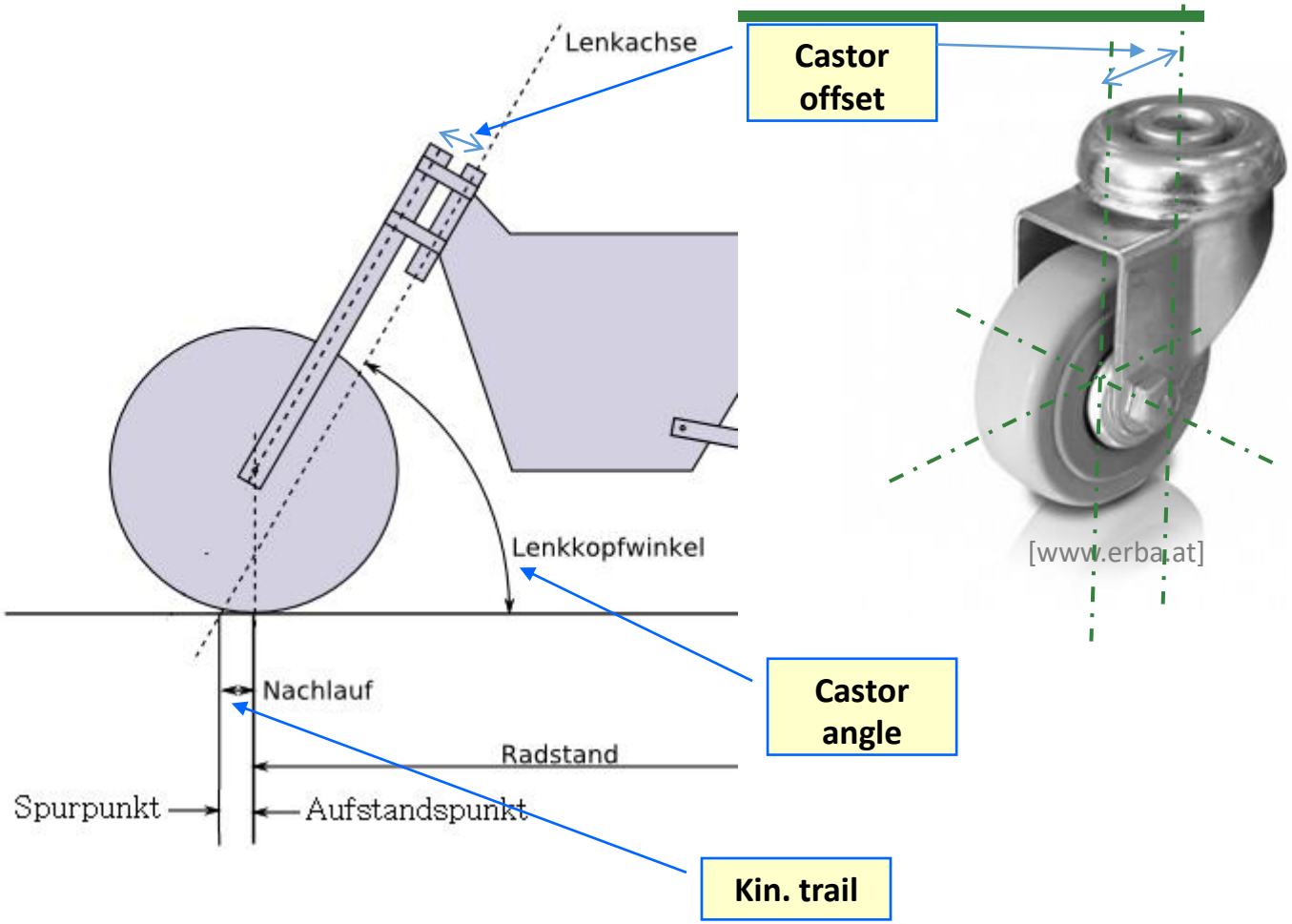


Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

ทางเรขาคณิต

- = kinematic trail, mechanical trail,
  Caster(Am.),Castor(Brit.)
  - ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางล้อที่ฉายไปยังถนน ถึงทางแยกของแกนบังคับเลี้ยวและถนน
  - Given by
    - Caster offset
    - Caster angle

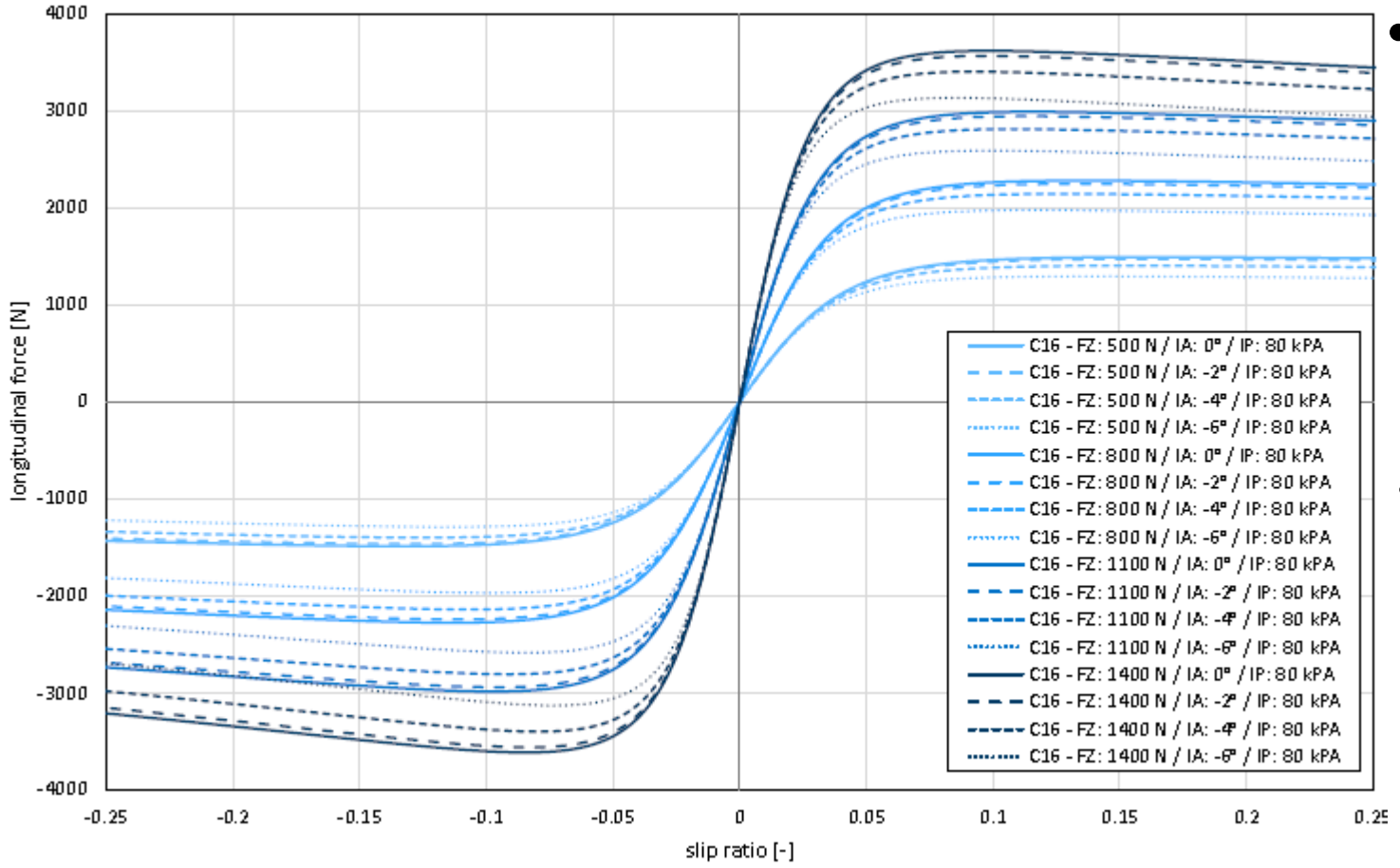
$$n = n_R + n_G$$



https://de.wikipedia.org/wiki/Nachlauf_%28Lenkung%29#/media/Datei:Lenkgeometrie_Zweirad.png

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การพึ่งพาโหลดล้อ



- ไม่เชิงเส้น!
  - หากคุณเพิ่มโหลดเป็นสองเท่า คุณจะได้รับแรงน้อยกว่าสองเท่า

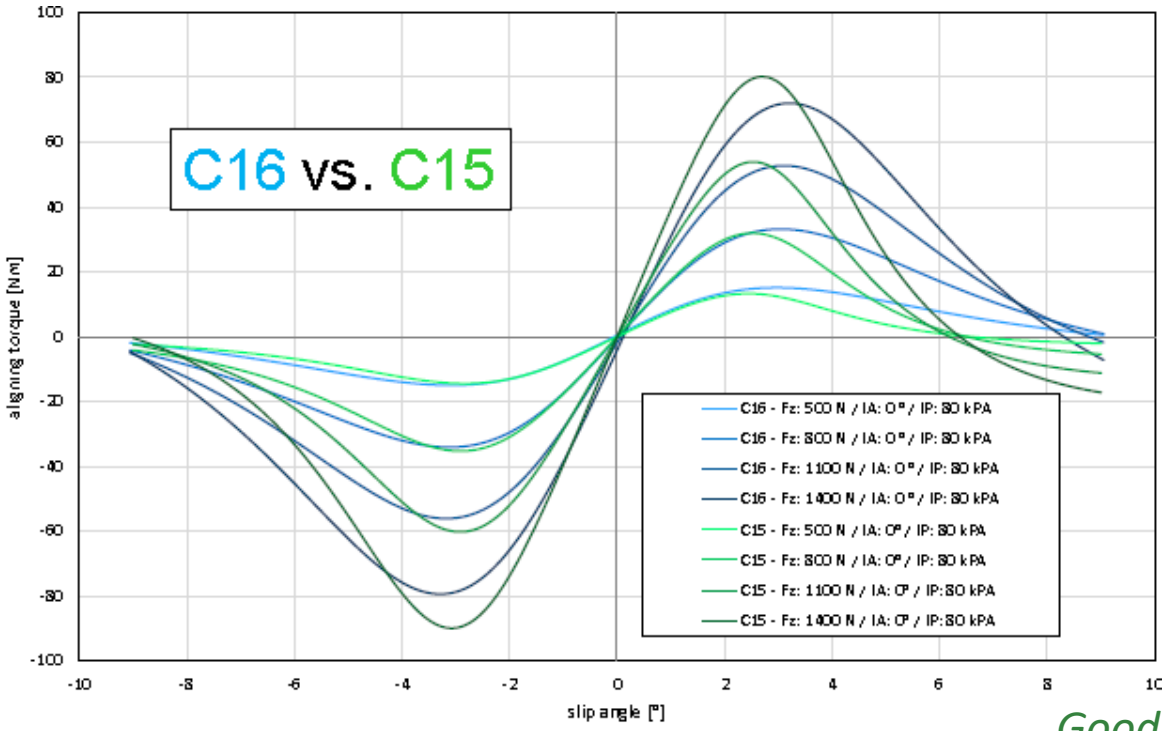
$$F_x(2 \cdot F_z) < 2 \cdot F_x(F_z)$$
$$\mu_x(2 \cdot F_z) < \mu_x(F_z)$$

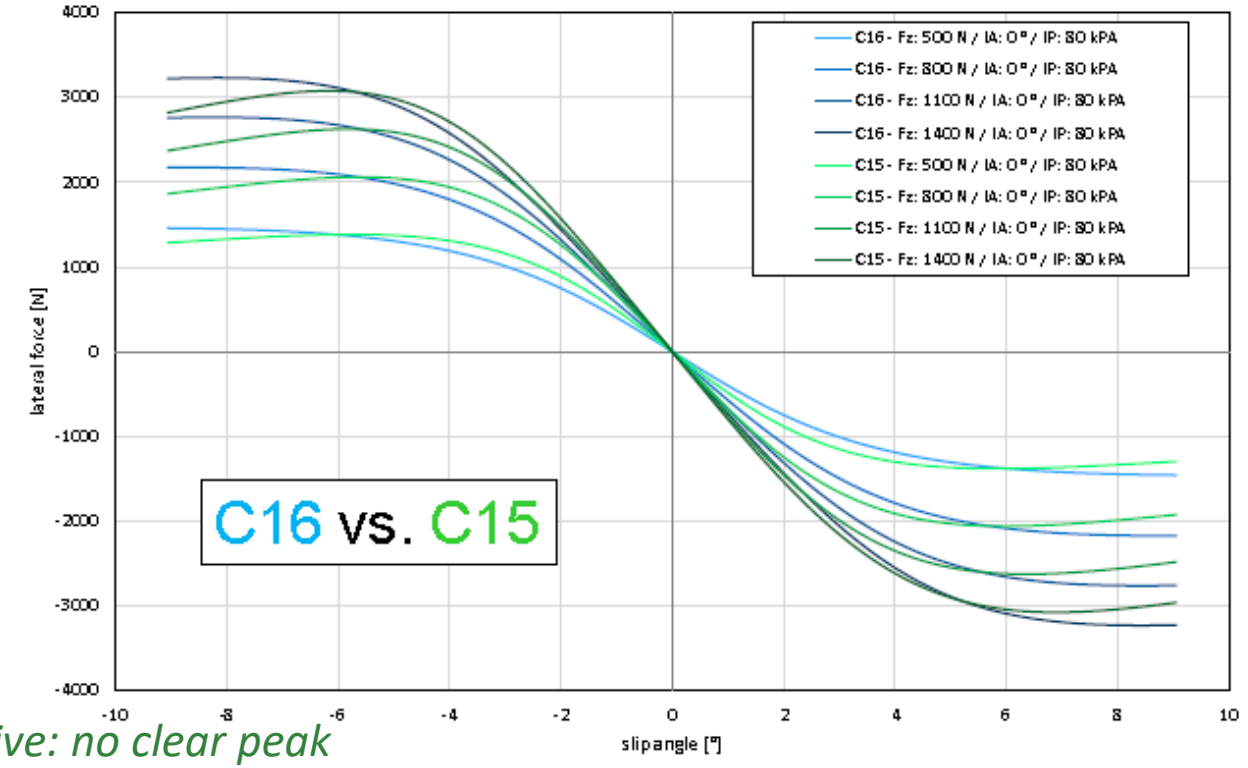
ทิศทางด้านข้างเหมือนกัน!

Source: Conti Formula S racing tire

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

แรงบิดในการจัดตำแหน่งตัวเองและแรงด้านข้าง





Source: Continental
C15, C16 2 types of Formula S Racing tires

Good to drive: no clear peak

Self Alignment Torque = Feedback to driver about grip μ_{max} !

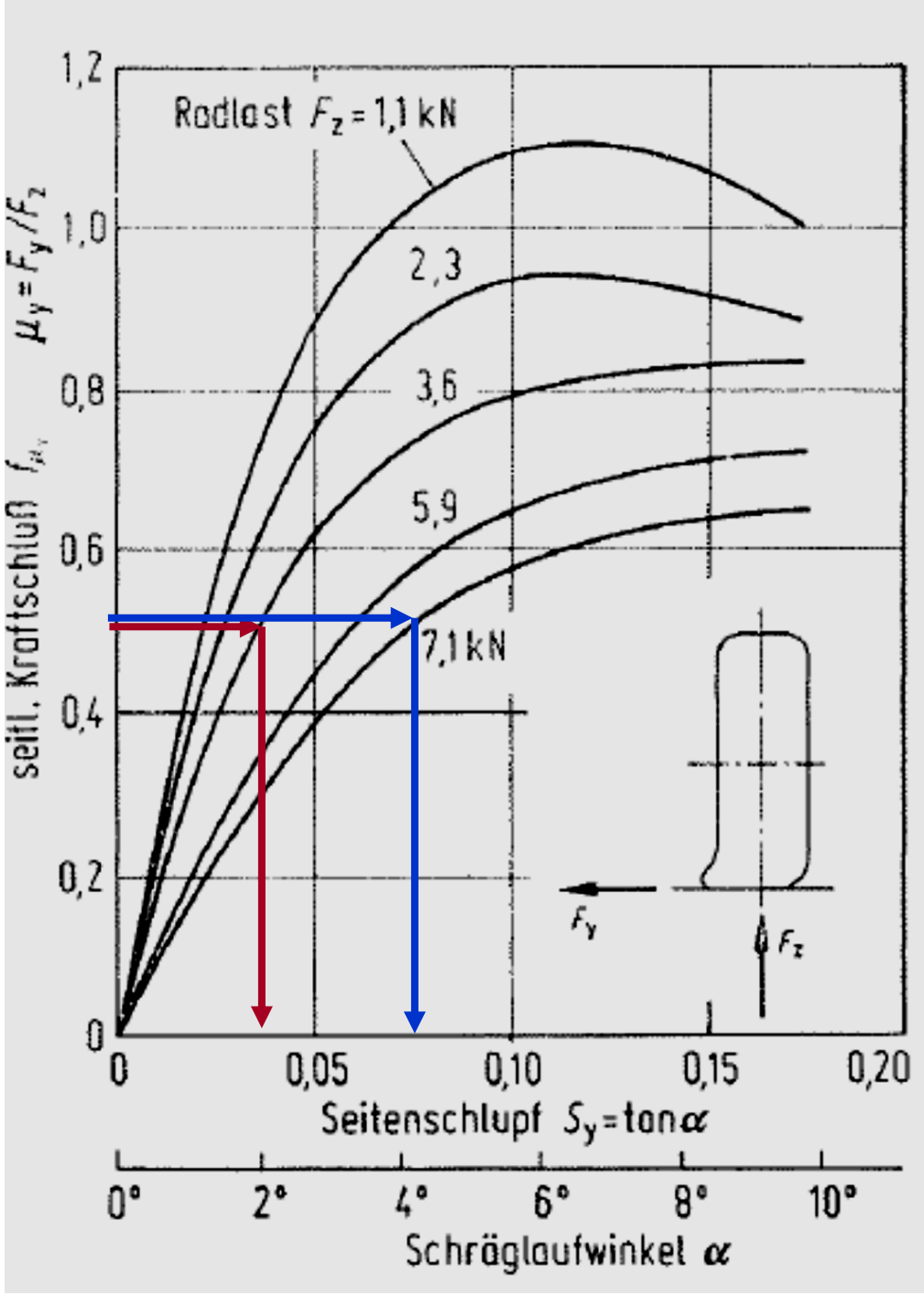
Nonlinearity about Fz:

„You loose more at inner side, than you gain in outer side“

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

อิทธิพลของการกระจายน้ำหนักล้อซ้ายขวา

- ตัวอย่าง
  - **1st axle:** โหลดเท่ากันซ้ายและขวา
    - **Roll torque is transferred by 2nd axle**
      Fz1=Fz2=3600N,
      Fy1=Fy2=1800N,
      μy=Fy/Fz=0.5
      →α=2°
  - **2nd axle:** ล้อด้านในแทบจะยกขึ้น
    - **Fz1=7200N, Fz2=0 N**
      Fy1=3600N, Fy2=0
      μy1=Fy1/Fz1=0.5
      →α=4°
- เพลาที่มีน้ำหนักบรรทุกต่างกันมากจะมีสลิปด้านข้างมากกว่า
  - **Influenced by Anti Roll Bar.**



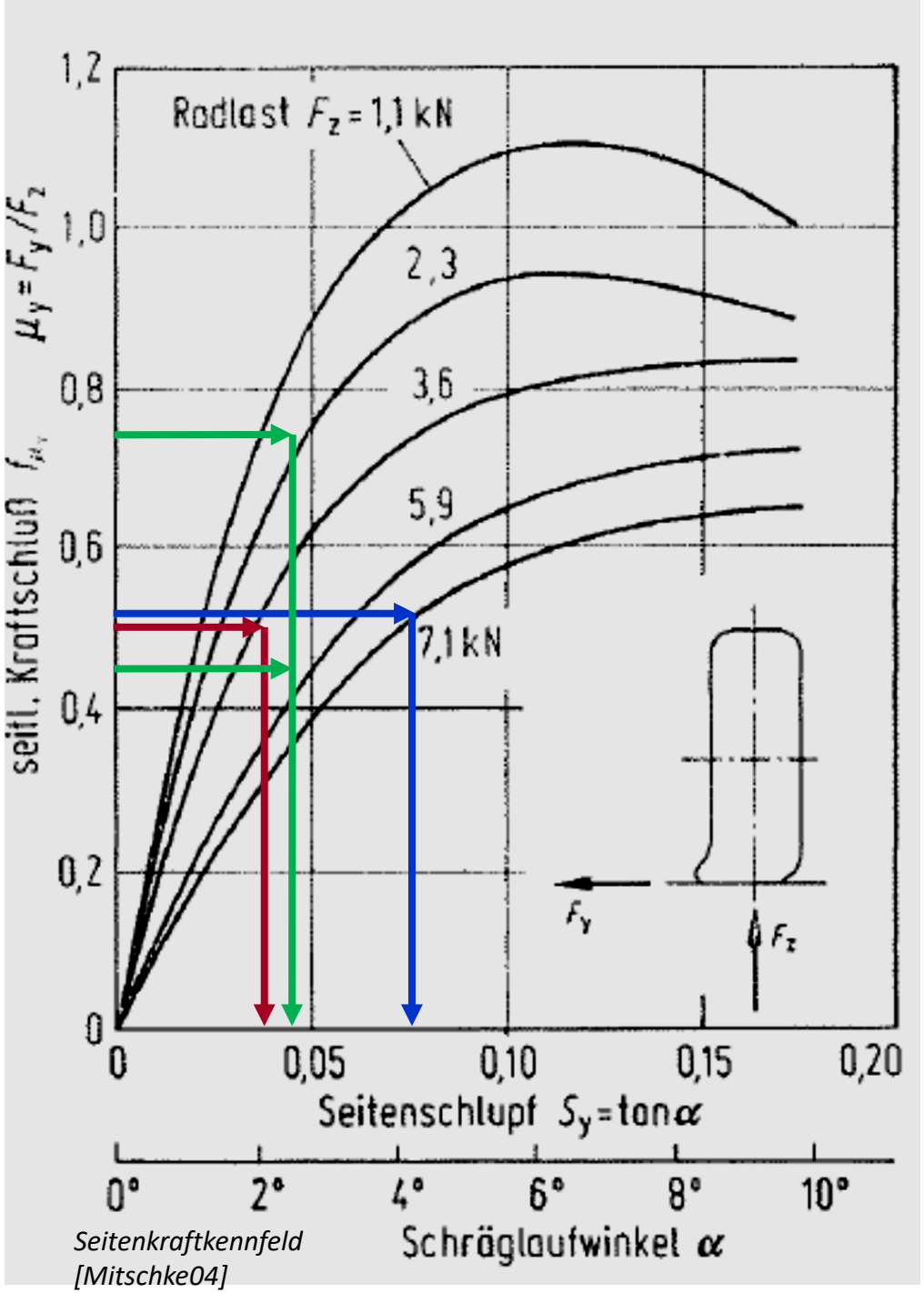
Seitenkraftkennfeld [Mitschke04]

อิทธิพลของการกระจายน้ำหนักล้อซ้ายขวา

Other Suspension:

Roll moment is transferred 50% / 50% front and rear axle

- Front and rear axle are loaded equally.
- $F_{z,i} = F_{z,stat} \pm \Delta F_z$
- *VA und HA:*F_{z1}=5400 N, F_{z2}=1800 N
- *Sum of lat. tire forces at one axle is given*
  $m_{Axle} \cdot a_y = F_{y1} + F_{y2} = 3600$ N
- *Same tire slip angle left and right, because the wheels are connected by the car (exact at wide curves)*
- *We search the slip, where* $F_{y1} + F_{y2} = 3600$ N
- F_{y1}=0.42*5400, F_{y2}=0.73*1800
  →α=2.5°



Seitenkraftkennfeld [Mitschke04]

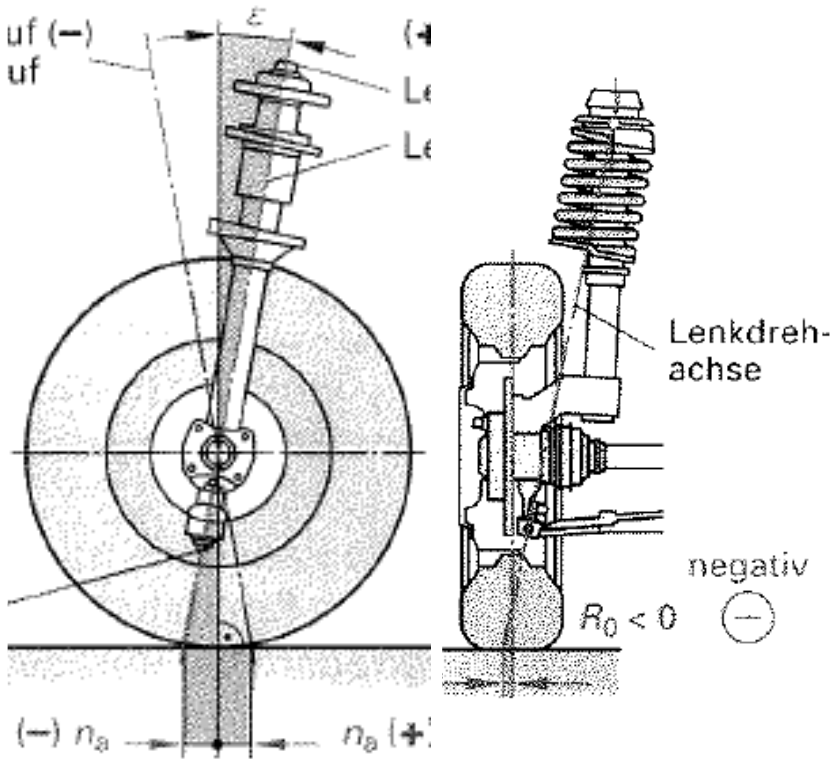
Cause of Wheel Steering Moment M_z

จากแรงข้างยาง

- castor angle
- castor offset

→ Kinematic Trail

- pneumatic trail



[Reimpel00]

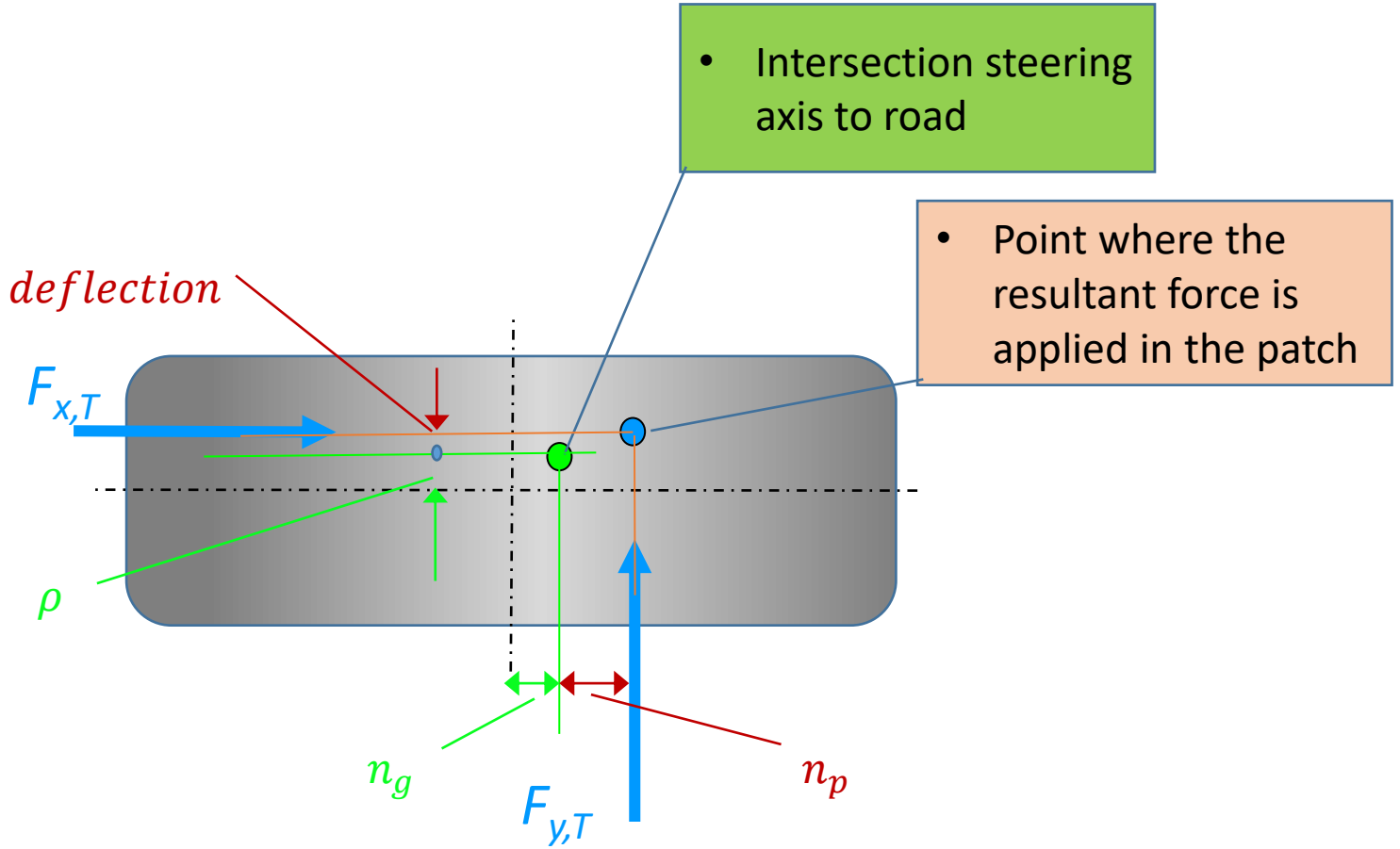
จากแรงตามยาวของยาง

- king pin inclination angle
- king pin offset

→Scrub Radius

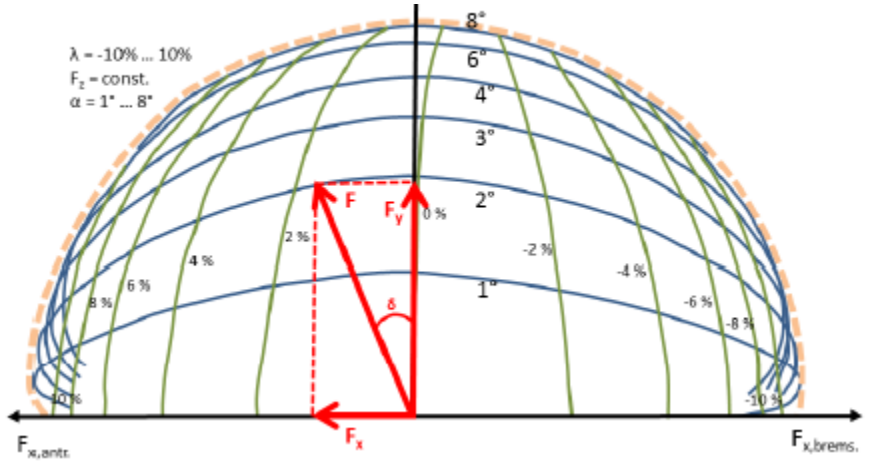
- tire deformation

โมเมนต์บังคับพวงมาลัยเนื่องจากแรงรวม



“วงกลมแรงเสียดทานของ Kamm‘s”

$$\sqrt{\left(\frac{F_x / F_z}{\mu_{x,Max}}\right)^2 + \left(\frac{F_y / F_z}{\mu_{y,Max}}\right)^2} \leq 1$$



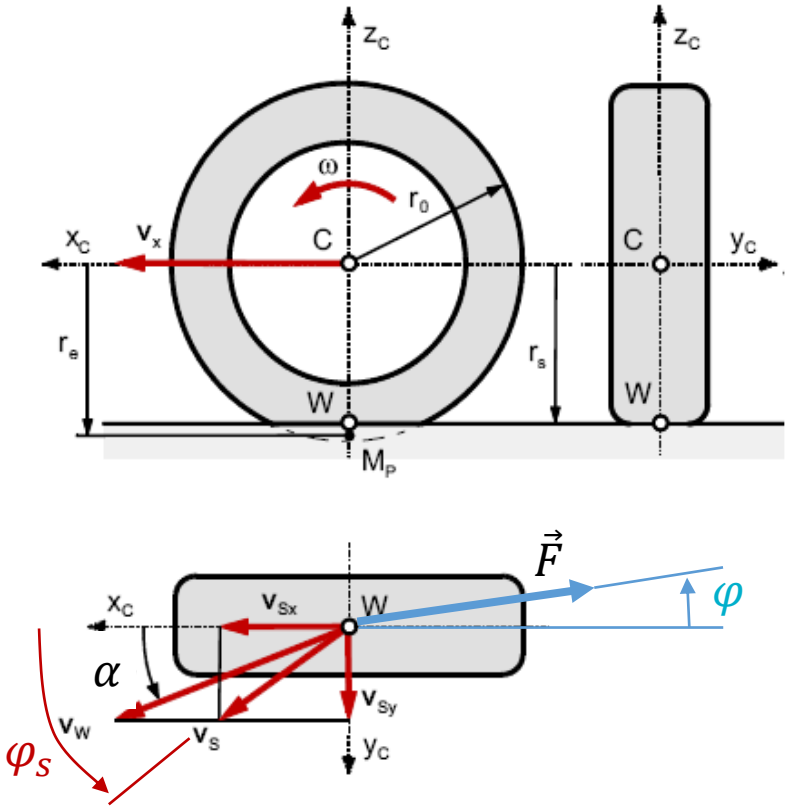
- **Wunibald Kamm, 1893 - 1966**
  - ผลรวมเรขาคณิตของแรงตามยาวและแรงด้านข้างต้องอยู่ภายในวงกลม
- **(Krempel‘s improvement)**
  - $F_{y,max} < F_{x,max}$
  - โดยปกติสิ่งนี้เรียกว่าวงกลมแรงเสียดทานของ **Kamm‘s**
  - $$\sqrt{\left(\frac{\mu_x}{\mu_{x,max}}\right)^2 + \left(\frac{\mu_y}{\mu_{y,max}}\right)^2} \leq 1, \mu_i = \frac{F_i}{F_z}$$

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

สลิปล้อ – คำจำกัดความที่แตกต่างกันเล็กน้อย

- Mitschke-Wallentowitz (2003)
  relative speed over impressed speed
  - $s_x = \frac{r_{eff} \cdot \omega - v_x}{\max(r_{eff} \cdot \omega, v_x)} = \frac{v_{Sx}}{\max(r_{eff} \cdot \omega, v_x)}$,
  - $-1 \leq s_x \leq 1$
- Mitschke, Pacejka $s_y = \frac{v_y}{vx} = \tan(\alpha)$

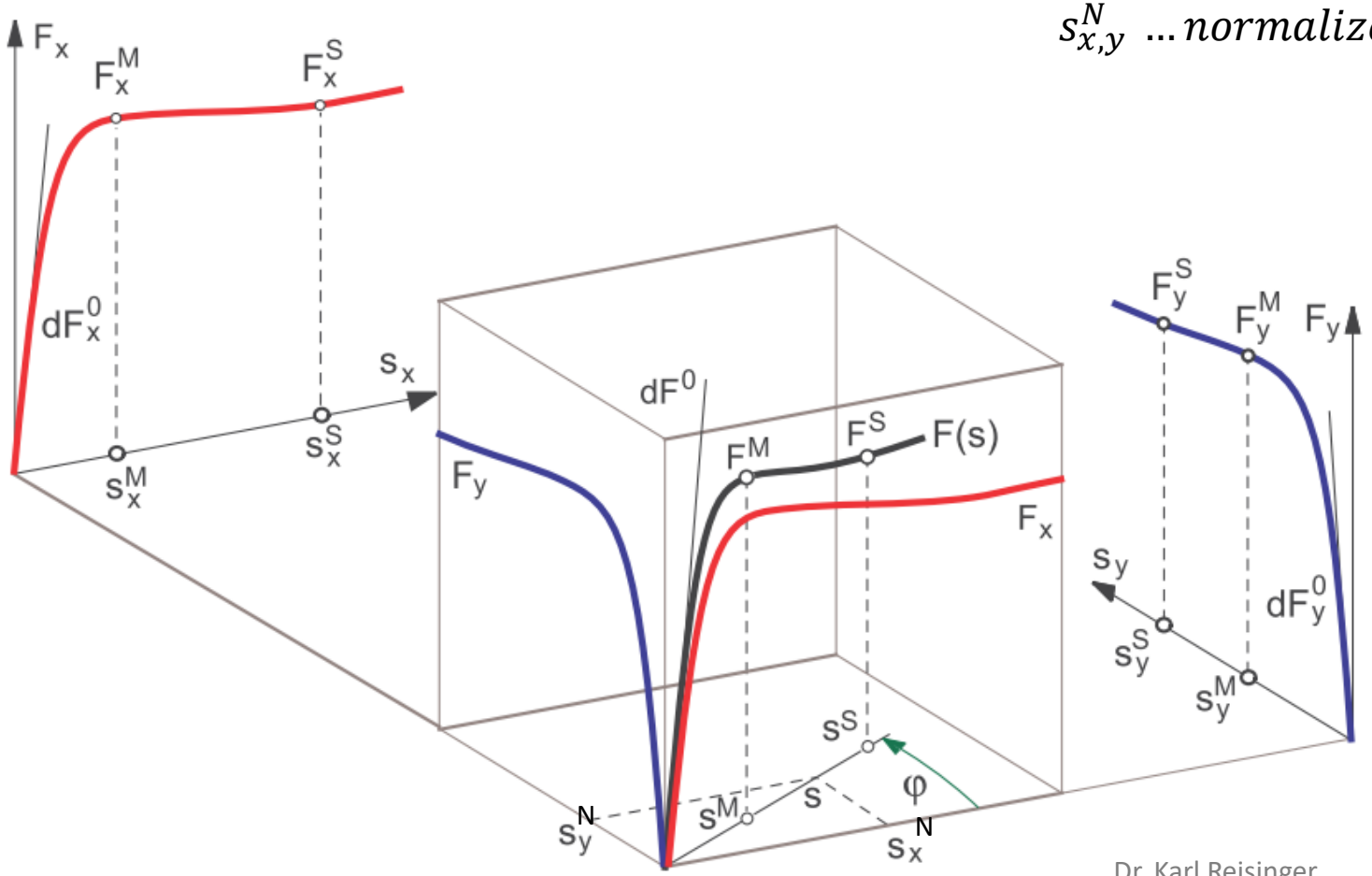
- 3 important angles
  - Tire slip angle α
  - Force angle φ
  - angle of relative velocity print to road φ_s
  - Due to anisotropic tire: $\varphi_s > \varphi$



Velocities at the wheel [Hirschberg06]

สลิปและแรงรวม

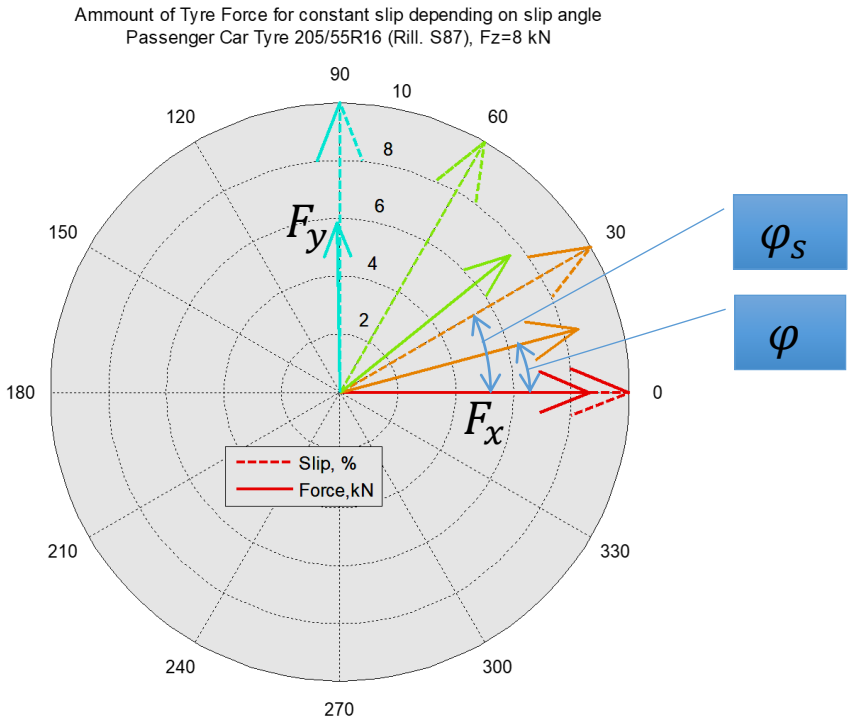
$s^N_{x,y}$ …*normalized Slip*



[Rill G.]

ทิศทางต่าง ๆ ของการลื่นและแรงที่ 10% slip

ระนาบกลางของยาง
ทิศทางไปข้างหน้า



$$F_z = 8.0\ kN \qquad F_z = 8.0\ kN$$
$$dF_x^0 = 200\ kN \qquad dF_y^0 = 80\ kN$$
$$s_x^M = 0.100 \qquad s_y^M = 0.220$$
$$F_x^M = 8.70\ kN \qquad F_y^M = 7.50\ kN$$
$$s_x^S = 0.800 \qquad s_y^S = 1.000$$
$$F_x^S = 7.60\ kN \qquad F_y^S = 7.40\ kN$$

$$\varphi \neq \alpha, \varphi \neq \varphi_s$$

α... มุมระหว่างความเร็วของศูนย์ล้อและระนาบกลางล้อ

φ_s...มุมระหว่างความเร็วของรอยเท้าและระนาบกลางล้อ

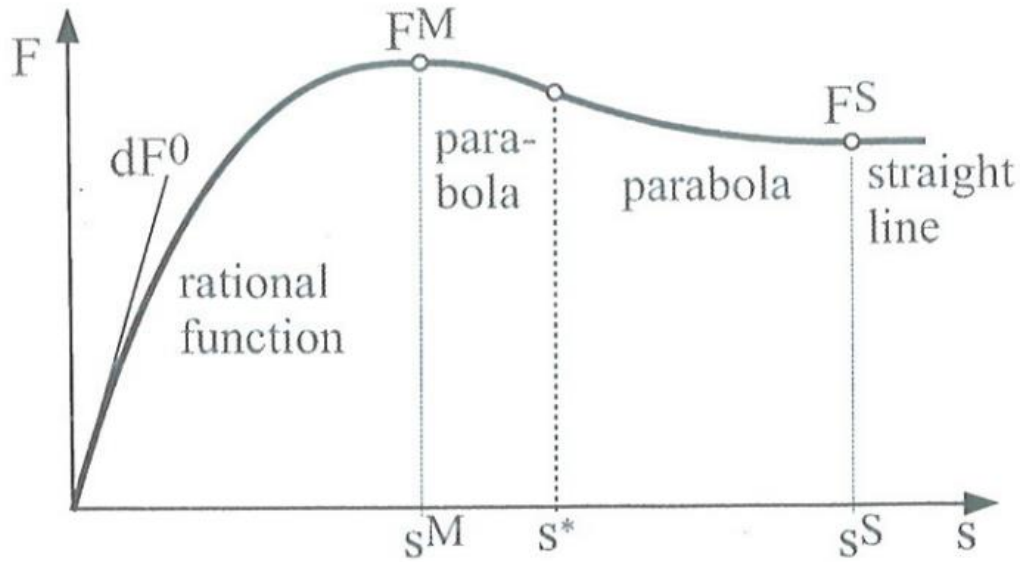
φ... มุมระหว่างแรงสัมผัสและระนาบกลางล้อ

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Semi-Empirical Tire model Hirschberg-Rill TM-Easy: F(s)

- Parameters
- $dF^0 = \left.\frac{dF}{ds}\right|_{s=0}$ .. Stiffness
- (s^M, F^M).. Maximum
- (s^S, F^S).. Begin of Slide
- Equation

$$F(s) = \begin{cases} \frac{s}{1+\frac{s}{sM}\left(\frac{s}{sM}+\frac{dF^0 s^M}{F^M}-2\right)} dF^0 \\ F^M - a(s-s^M)^2 \\ F^S + b(s^S - s)^2 \\ F^S \end{cases}$$



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

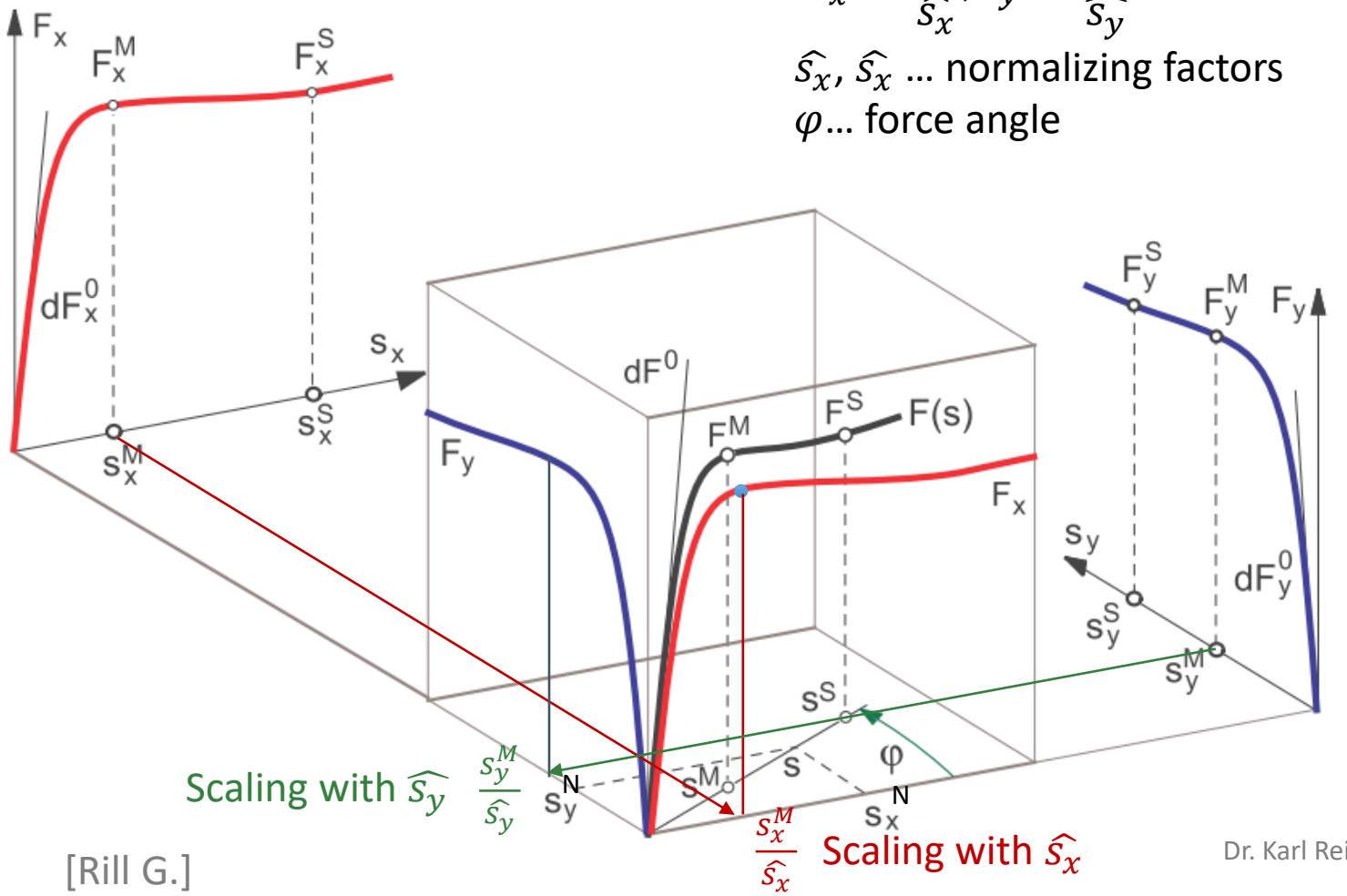
[Rill G.]

สลิปและแรงรวม

$$s_x^N = \frac{s_x}{\widehat{s_x}}, s_y^N = \frac{s_y}{\widehat{s_y}} \ldots normalized\ slip$$

$\widehat{s_x}, \widehat{s_x}$ … normalizing factors

φ… force angle



[Rill G.]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Hirschberg-Rill TM-Easy: Combined Forces 1

- Normalized Slip
- $s_x^N = \frac{s_x}{\widehat{s_x}}, s_y^N = \frac{s_y}{\widehat{s_y}}$
- Slip Normalizing Factors $\widehat{s_{x,y}} = f(s_x^M, s_y^M, F_x^M, F_y^M, dF_x^0, dF_y^0)$
- considers, that the tyre is weaker in y than in x
- Resultant Slip
- $s = \sqrt{(s_x^N)^2 + \left(s_y^N\right)^2}$

- But: Normalization is not necessary, if $F_x = s_x = 0$ or $F_y = s_y = 0$

[Rill G.]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Normalized Slip is watched in $\varphi - Plane$

= Force Plane

$$F_x = F\cos\varphi \qquad \text{and} \qquad F_y = F\sin\varphi$$

$$F(s) = \begin{cases} s^M dF^0 \dfrac{\sigma}{1+\sigma\left(\sigma + dF^0\dfrac{s^M}{F^M} - 2\right)}, & \sigma = \dfrac{s}{s^M}, & 0 \le s \le s^M \\ F^M - (F^M - F^G)\sigma^2(3-2\sigma), & \sigma = \dfrac{s-s^M}{s^G - s^M}, & s^M < s \le s^G \\ F^G, & & s > s^G \end{cases}$$

$$dF^0 = \sqrt{\left(dF_x^0 \hat{s_x}\cos\varphi\right)^2 + \left(dF_y^0 \hat{s_y}\sin\varphi\right)^2},$$

$$s^M = \sqrt{\left(\frac{s_x^M}{\hat{s_x}}\cos\varphi\right)^2 + \left(\frac{s_y^M}{\hat{s_y}}\sin\varphi\right)^2},$$

$$F^M = \sqrt{\left(F_x^M\cos\varphi\right)^2 + \left(F_y^M\sin\varphi\right)^2},$$

$$s^G = \sqrt{\left(\frac{s_x^G}{\hat{s_x}}\cos\varphi\right)^2 + \left(\frac{s_y^G}{\hat{s_y}}\sin\varphi\right)^2},$$

$$F^G = \sqrt{\left(F_x^G\cos\varphi\right)^2 + \left(F_y^G\sin\varphi\right)^2}$$

$$\cos\varphi = \frac{s_x/\hat{s_x}}{s} \qquad \text{and} \qquad \sin\varphi = \frac{s_y/\hat{s_y}}{s}$$

[Rill G.]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Hirschberg-Rill TM-Easy: Load Dependence

- Force parameters dF^0, F^M, F^S: quadratic rule
- $Y(F_z) = \frac{F_z}{F_z^N}\left\{2\,Y(F_z^N) - \frac{1}{2}\,Y(2F_z^N) - \left[Y(F_z^N) - \frac{1}{2}Y(2F_z^N)\right]\frac{F_z}{F_z^N}\right\}$
- $\rightarrow \mu(F_z) = \frac{Y(F_z)}{F_z}$... linear interpolation

- Slip parameters s^M, s^S: linear rule
- $X(F_z) = X(F_z^N) + \left[X(2F_z^N) - X(F_z^N)\right]\left(\frac{F_z}{F_z^N} - 1\right)$

[Rill G.]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การบ้านนักเรียน

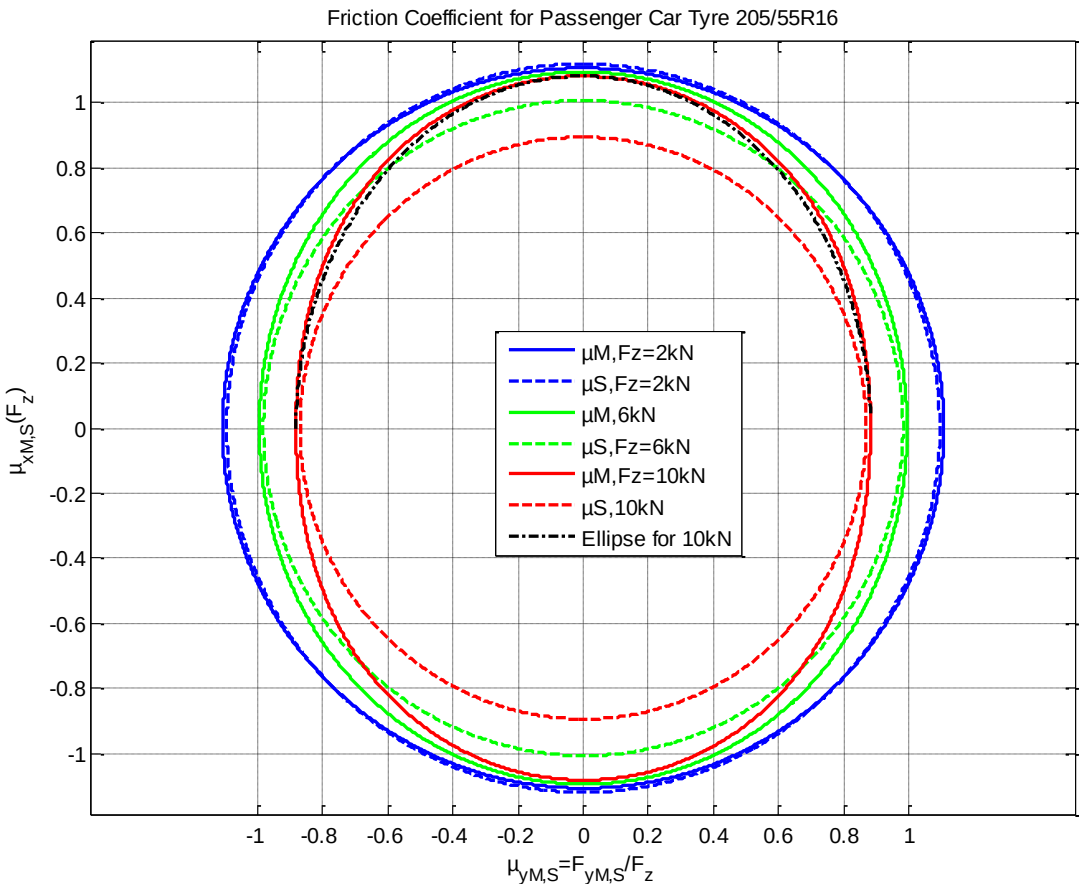
- โปรดอ่านบทความที่ให้ไว้ใน Moodle:
- Hirschberg_Rill_Weinfurter_Tire model TM-Simple_User-Apporpriate Tyre-Modelling for Vehicle Dynamics in Standard and Limit Situ.pdf

Hirschberg W., Rill G.: User-Appropriate Tyre-Modelling for Vehicle Dynamics in Standard and Limit Situations, Vehicle System Dynamics, Vol. 38, 2002, Issue 2, Pages 103-125 | Published online: 09 Aug 2010

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

แรงเสียดทานขึ้นอยู่กับ $\mu_{m,s}(F_z)$

- $\mu M = \frac{F^M}{F_z}$ .. สูงสุด. แรงเสียดทาน, μS.. ค่าสัมประสิทธิ์ความฝืดเลื่อนของยางรถยนต์ โดยสาร, ผลลัพธ์ของ TM-Easy



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Semi-Empirical Tyre model Pacejka's famous Magic Formula [1)]

- " a distorted" Sine function
- $Y(x) = Dsin[\arctan(\mathrm{B}\Phi)] + \mathrm{S_v}$
- $\Phi = (1 - E)\, x + \left(\frac{E}{B}\right) \arctan(B\, x)$
- $x = \kappa + S_h, x = \alpha + S_h$

also for large road wave-lengths only!

- $\kappa_x = \frac{r_e\omega - v_x}{v_x}$ ... slip ratio, α... มุมสลิปข้าง
- v_x... ความเร็วของศูนย์กลางล้อในทิศทางของระนาบศูนย์กลาง =x-ทิศทาง
- B, C, D, E, S_h, S_v... พารามิเตอร์ให้เหมาะสมกับพฤติกรรม, นั่นคือฟังก์ชันพหุนามที่แตกต่างกันของ F_z, มุมเอียง ("camber") และความกดอากาศ.
- The Magic Formula can describe $\mu_x(\kappa), \mu_y(\alpha), M_z(\alpha)$.

1) introduction: Bakker E.,Pacejka H.,Lindner L.: A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics, SAE April 1989

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Pacejka Magic Formula: ความหมายของพารามิเตอร์

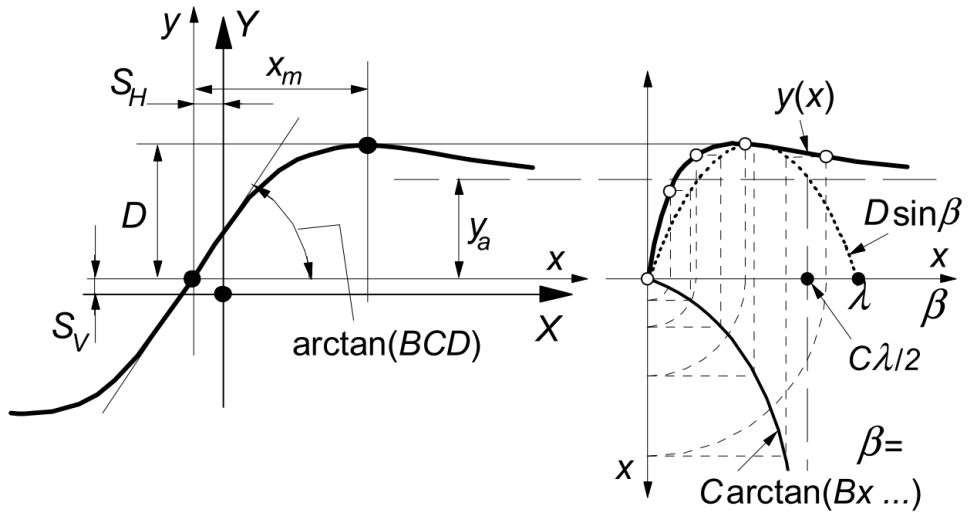


Fig. 4.9. Curve produced by the original sine version of the Magic Formula, Eq.(4.49). The meaning of curve parameters have been indicated.

- D ... จุดสูงสุด
- BCD ... ความฝืด
- Sv, Sh ... ไม่สมมาตร
  - eg: Sv due to camber
  - Sh เนื่องจากโปรไฟล์ไม่สมมาตร

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

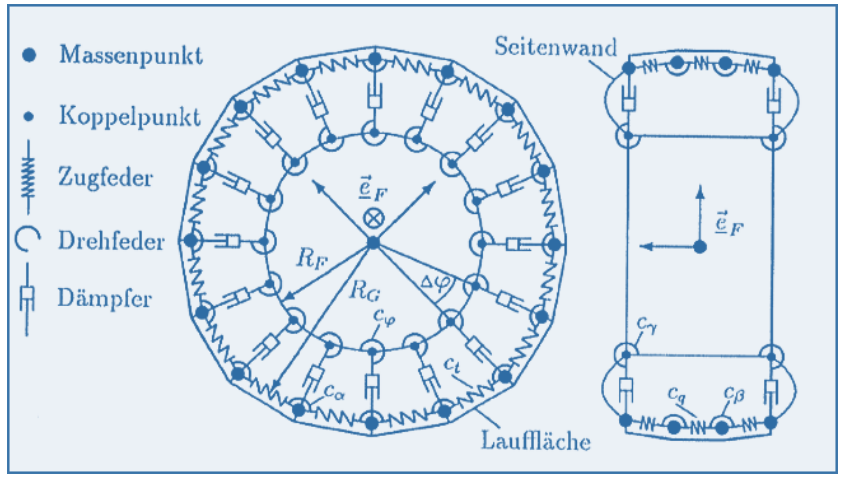
การพึ่งพาโหลดของ Pacejka's

- Fit-function ที่แตกต่างกันสำหรับแต่ละพารามิเตอร์, e.g.
  - $D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z$
  - $BCD = \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{e^{a_5 F_z}}$
- Process to get Tyre Model
  - Fit B, C, D, E, S_h, S_v using Magic Formula for each F_z
  - Fit parameters $a_1, a_2, \ldots$ using special load functions.
  - Different Fit-Functions depending on version of Pacejka Model

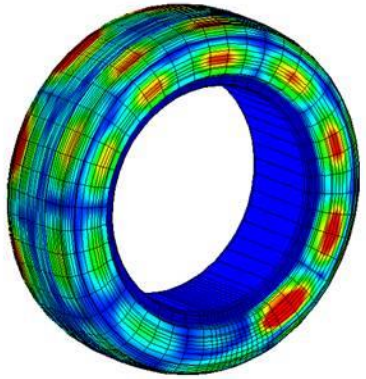
Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

รุ่นยาง: ละเอียดตามต้องการ...

- โมเดลลักษณะเฉพาะ, (real time capable)
  - “Magic Formula” (Hans Pacejka),
  - TM-Simple, TM-Easy (Hirschberg-Rill)
  - ความไม่สม่ำเสมอกับความยาวคลื่นกว้าง
  - 1/ความโค้งของถนน> r_e
- โมเดลมวลรวม, การจำลอง MKS
  - รุ่น MKS มีชิ้นส่วนที่แข็งแรงซึ่งเชื่อมต่อกับสปริงและแดมเปอร์
  - e.g. RMOD-K, F-Tyre, …
  - Offroad, curb stone edge
- Continua, FEM Models
  - NVH การจำลอง
  - Tyre การพัฒนา

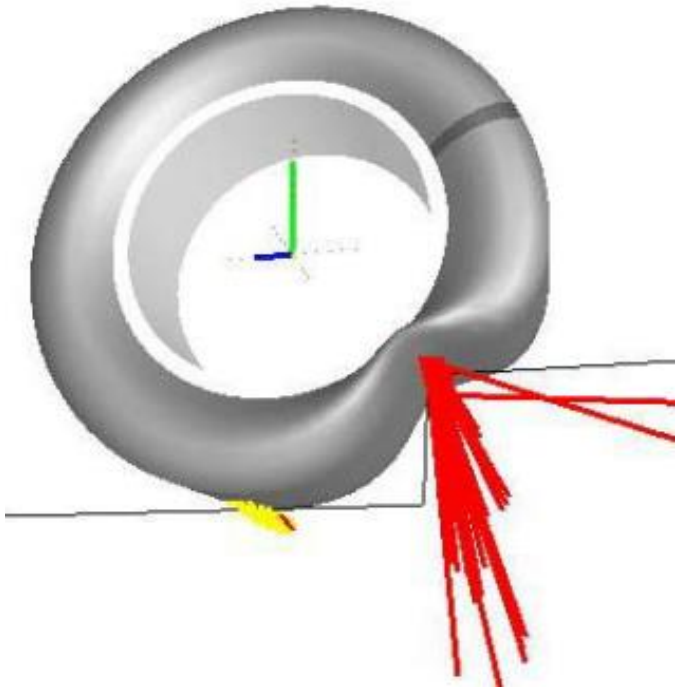


MKS tyre model [Mitschke04]



https://www.tuhh.de/forschung/fobe/2005/a1998.5-03/w.67.1129626881235.html

F-Tire ที่ขอบหินขอบถนน



[Gipser: Reifenmodelle i.d. Fahrdynamik, wikipedia]

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

UNITED

FH | JOANNEUM
University of Applied Sciences

Engineering Knowledge Transfer Units to Increase Student´s Employability and Regional Development

ไดนามิกตามยาว

แบบรางเดี่ยว, การทดสอบแบบชั่วคราวและแบบคงที่ โมเดลซิมย้อนหลัง, โมเดลซิมไปข้างหน้า

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

This project has been funded with support from the European Commission. This publication reflects the views only of the author, and the Commission cannot be held responsible for any use which may be made of the information contained therein.598710-EPP-1-2018-1-AT-EPPKA2-CBHE-JP

Duties of long. Dynamics

- แรงลาก **(aerodynamic, rolling)**
- รถเร่งความเร็วได้เร็วแค่ไหนเนื่องจากแรงบิดของเครื่องยนต์**?**
- รถยนต์สามารถเร่งความเร็วได้เร็วแค่ไหนเนื่องจากยาง**?**
- การใช้พลังงานเพื่อขับเคลื่อนวงจรบางอย่าง**?**
- **Traction-Force Effort Diagram** เพื่อแสดงความสามารถของรถ

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

แรงลาก (Fahrwiderstand)

Static drag forces at horizontal road	Our assumption	Comment
Climbing resistance	$F_C \cong m_{veh} \cdot g \cdot \sin(\alpha)$	very high
Aerodynamic Drag	$F_{AD} = c_{wx} \cdot A_x \cdot \frac{\rho}{2} v^2$	Largest in horizontal road above 40-70 kph
Rolling Force, Rolling Drag	$F_R \cong f_R \cdot m_{veh} \cdot g \cdot \cos(\alpha)$	Largest at low speed, very high in mud & sand; In racing, aerodyn. downforce must be considered.
Mechanical drag losses due to brakes and wheel bearings	≈ 0	Neglectable with proper working brakes and low preload at bearings.
Losses in drivetrain due to bearings, …	≈ 0	e.g. a preloaded taper roller bearing of input shaft of read axle differential costs 0.9% of traction energy.
Damper induced drag	≈ 0	Very low at regular roads, plays a rule Offroad; Compare Putzik 2008
toe induced resistance	≈ 0	must be adjusted within some angle minutes
Curve induced resistance (lateral velocity at tire times side force consumes power)	≈ 0	Low with low lateral accelerations. Usually not considered in consumption models.

α … Road inclination angle

Aerodynamic Drag

- แรง = ความดันความเร็ว **X** ค่าสัมประสิทธิ์การลากของอากาศ **X** พื้นที่ที่คาดการณ์
- $\boldsymbol{F_{wx} = \frac{\rho_{Air}}{2} \left(v_{veh,x} + v_{amb,x}\right)^2 c_{wx} A_x}$
- รถยนต์นั่งสมัยใหม่
  - **A_x~2 m^2, c_{wx} ~ 0.3-0.4,**
- รถเพื่อการพาณิชย์
  - **A_x~8 m^2, c_{wx} ~ (0.45)- 0.85**
- มอไซค์, คนขับนั่งตัวตรง
  - **A_x~1.0 m^2**
  - **A_x c_{wx} ~ 0.5 - 0.6 m^2**
  - **Loremo (Study): c_{wx} =0.2**

Loremo [http://www.hybridantrieb.org]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

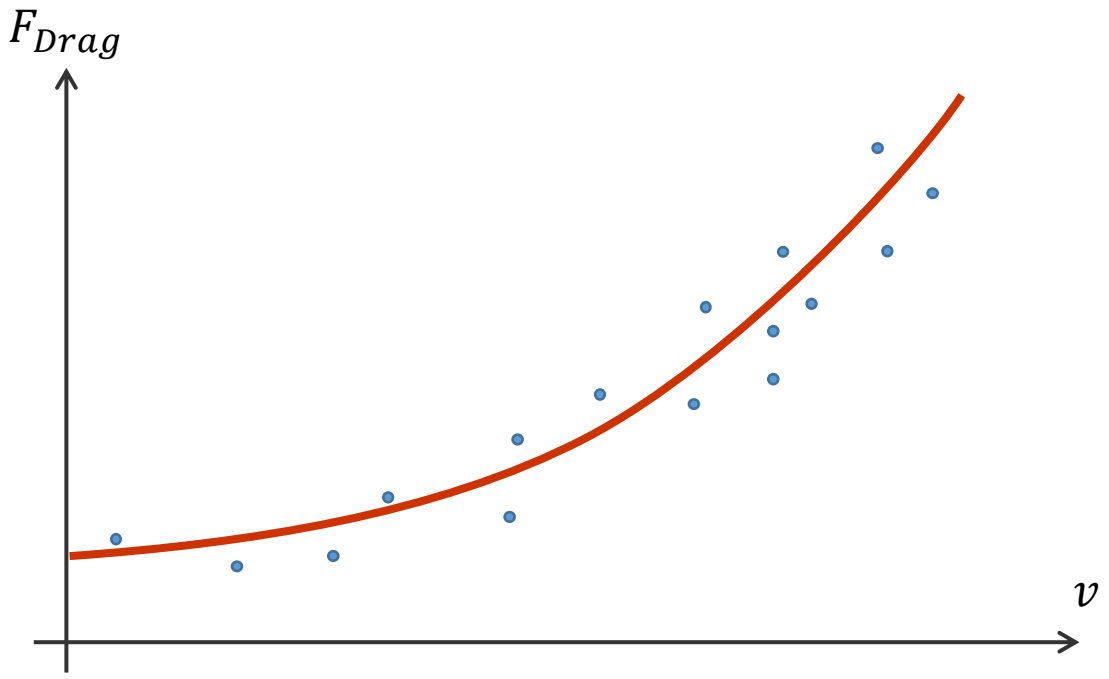
การวัดการลาก

- **การทดสอบโคสต์ดาวน์ที่ถนนแนวนอนในมาตรการเกียร์ว่าง**
  - ความต้านทานการหมุน
  - + Aerodynamic Drag
  - + การสูญเสียในไดรฟ์รถไฟ
- วัดความเร็วเมื่อเวลาผ่านไป
- แตกต่างไปตามกาลเวลา, calc. ลาก

$$(m_{veh} + m'_{rot}) \cdot \frac{d\,v}{dt} = F_{Drag} \cong F_R + F_{AD}$$

- พอดีสมการพาราโบลากำลังสอง

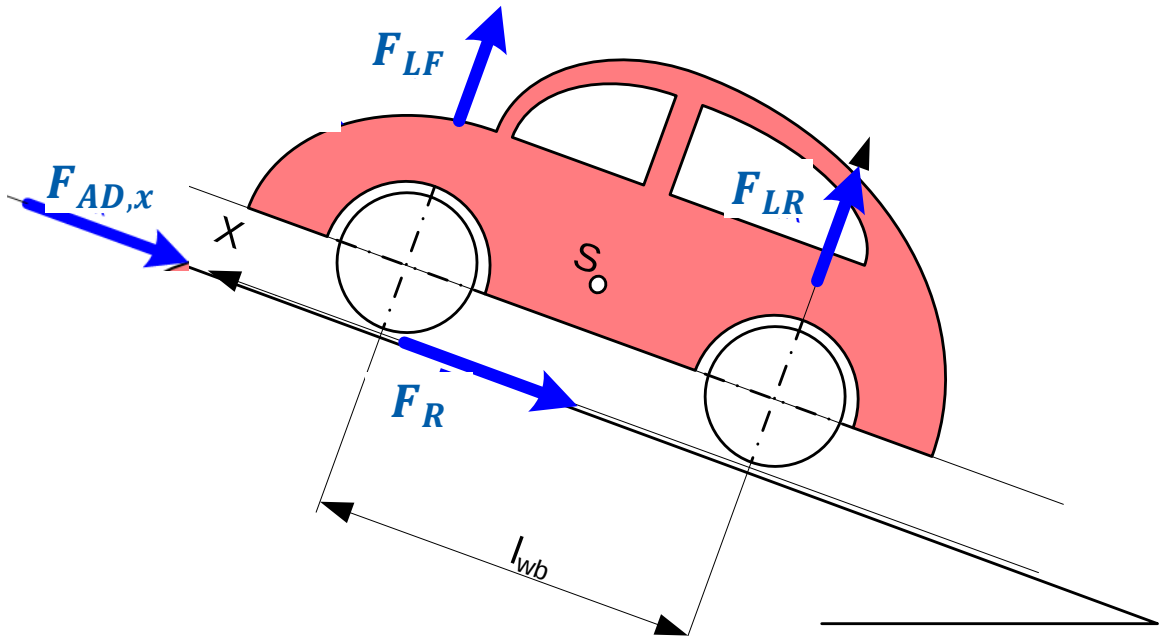
$$F_{Drag} = A + B \cdot v + C \cdot v^2$$



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

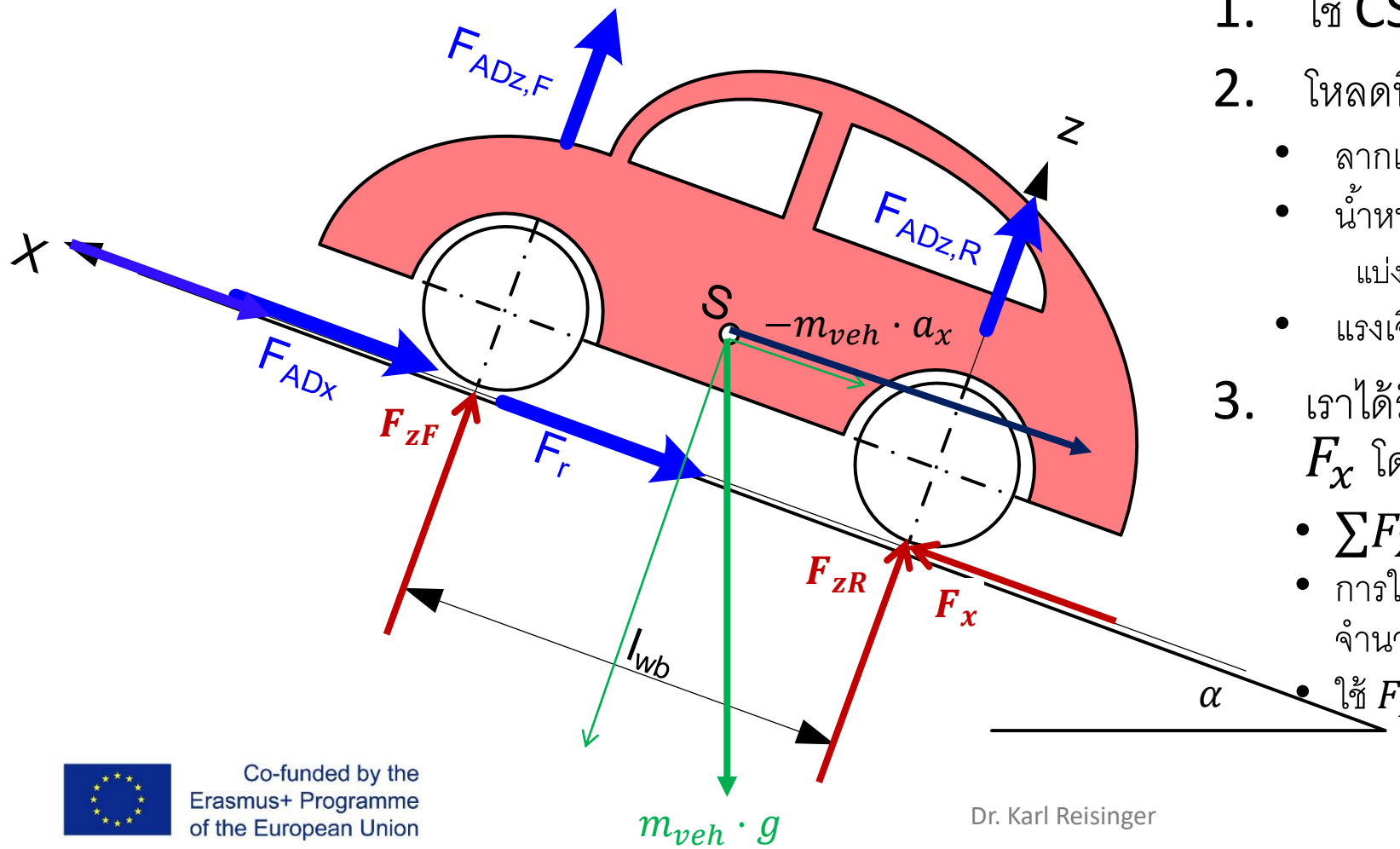
Aerodynamic Lift

- เกี่ยวข้องกับรถแข่ง
- อุโมงค์ลมหรือการจำลอง
  - วัดแรงที่รอยยาง
  - $F_{\mathrm{AD}x}, F_{\mathrm{AD}z,F}, F_{\mathrm{AD}z,R}$
  - Divide by A_x oder $A_z \rightarrow c_{wx}, c_{\mathrm{AD}zF}, c_{\mathrm{AD}zR}$
    - $F_{\mathrm{AD}F/R} = \frac{\rho_{Air}}{2} \left(v_{veh,x} + v_{amb,x}\right)^2 \mathrm{c}_{\mathrm{AD}F/R}\, \mathrm{A}_{\mathrm{x}}$ or
    - $F_{\mathrm{AD}zF/R} = \frac{\rho_{Air}}{2} \left(v_{veh,x} + v_{amb,x}\right)^2 \mathrm{c}_{\mathrm{AD}F/R}\, \mathrm{A}_{\mathrm{z}}$
  - ข้อควรสนใจ: วรรณกรรมที่แตกต่างกันใช้พื้นที่ที่ระบุต่างกัน A_x หรือ A_z
  - หากพิจารณายก ให้ลากที่ระดับถนน.
- No lift data?
  - ประมาณการ c_{wx}
  - ศูนย์ประมาณการของแอพพลิเคชั่นแรงลากอากาศ $F_{\mathrm{AD}x}$ สำหรับ $M_{\mathrm{AD}y} = F_{AD\mathrm{x}} \cdot h_{AD}$



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

มุมมองของ Allembert ให้สมการง่าย ๆ

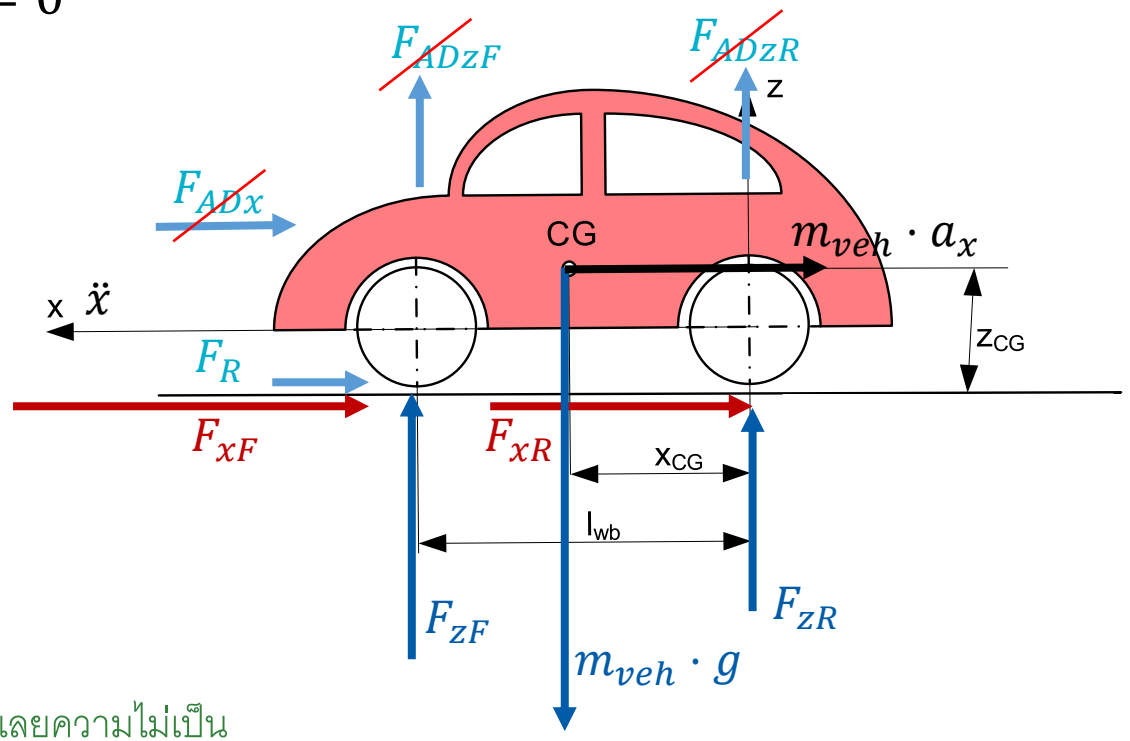


1. ใช้ CS ในเครื่องบินบนถนน
2. โหลดที่ใช้
   - ลากและยกกำลัง
   - น้ำหนัก $G = m_{veh} \cdot g$
     แบ่งเป็นส่วนประกอบ
   - แรงเฉื่อย $-m_{veh} \cdot a_x$
3. เราได้รับโหลดล้อแบบไดนามิก $F_{zF,R}$ และแรงดึง F_x โดยสมการกึ่งสถิต
   - $\sum F_X = 0, \sum F_z = 0, \sum M_Y = 0$
   - การใช้หน้าสัมผัสล้อสำหรับผลรวมของช่วงเวลาให้เงื่อนไขจำนวนน้อย.
   - ใช้ $F_R = (m_{veh} \cdot g \cdot \cos(\alpha) + F_{LF} + F_{LR}) \cdot f_R$

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

ตัวอย่าง
การกระจายโหลดล้อถนนเรียบ

- $+m\ g\ x_{CG} - m\ a_x\ z_{CG} - F_{zF}\ l_{wb} = 0$ with $F_{wzF} = 0$
- $F_{zF} = m\ g \frac{x_{CG}}{l_{wb}} - m\ a_x \frac{z_{CG}}{l_{wb}}$ ... Lin. Equation
- $\frac{F_{zF}}{m\ g} = \frac{x_{CG}}{l_{wb}} - \frac{a}{g}\frac{z_{CG}}{l_{wb}}$
- $\frac{F_{zR}}{m\ g} = 1 - \frac{x_{CG}}{l_{wb}} + \frac{a_x}{g}\frac{z_{CG}}{l_{wb}} = 1 - \frac{F_{zF}}{m\ g}$
- หน้าการกระจายแบบคงที่ : $\frac{F_{zF0}}{m\ g} = \frac{x_{CG}}{l_{wb}} = 0.56$
- การกระจายแบบสถิต หน้า/หลัง : 56%/44%
- การกระจายแบบไดนามิก หน้า/หลัง @$-10\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2}$:80.5%/19.5%
- การกระจายเบรกที่เหมาะสมที่สุด: ในอัตราส่วนต่อน้ำหนักบรรทุกของล้อ (ละเลยความไม่เป็นเชิงเส้นของยาง)



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Influence of rot. Inertia

- เมื่อเร่งความเร็ว เราใส่พลังงานจลน์เข้าไปในส่วนที่หมุนได้.
- เราต้องใส่มวลเท่าไหร่ถึงจะมีลักษณะการทำให้คุณภาพลดลง หรือ ความเฉื่อย?

มวลที่หมุนจะต้องเร่งด้วยเครื่องยนต์ แต่อย่าเร่งด้วยยาง!

$$m_{veh} \cdot a_x = -F_{Drag} - F_{climb} - F_{xTire}$$

$$(m_{veh} + m_{rot}) \cdot a_x = -F_{Drag} - F_{climb} - F_{xDrive}$$

- $E_{kin,rot} = \sum \frac{1}{2} J_i \, \omega_i^2 = \mathrm{E_{kin,mrot}}$
- J .. ความเฉื่อยของมู่เล่/โรเตอร์, ล้อ
- $\omega_{wheel} \cong \frac{v_x}{r_e}$
- $\omega_{eng} = \omega_{wheel} \cdot i_{gear}$
- $\frac{1}{2} m_{rot} v_x^2 = \frac{1}{2} \cdot [J_{eng} \cdot \omega_{eng}^2 + 4 \cdot J_{wheel} \cdot \omega_{wheel}^2]$

$$m_{rot} = \left(J_{eng} \cdot i_{gear}^2 + 4 \cdot J_{wheel}\right) \cdot \frac{1}{r_e^2}$$

  - ที่สำคัญกว่า, ยิ่งวิ่งเร็ว
  - สำคัญกว่าในเกียร์ต่ำ

- $m_{tot} = m_{veh} + m_{rot} = \lambda \cdot m_{veh}, \quad 1.0 < \lambda < (1.4)$

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

อิทธิพลของอัตราทดเกียร์และประสิทธิภาพ

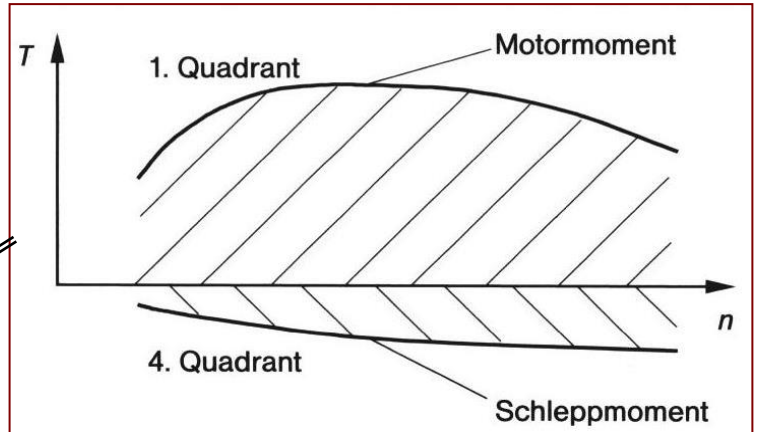
- กระปุกเกียร์ในอุดมคติคือทรานสดิวเซอร์ที่มีกำลังอินพุตและเอาต์พุตเท่ากัน.
- $P = M \cdot \omega$
  - ความเร็วสูง แรงบิดต่ำ
  - ความเร็วต่ำ แรงบิดสูง
- โดยปกติขนาดเครื่องยนต์จะถูกกำหนดโดยแรงบิด→ เครื่องยนต์เล็กเร็ว.
  - $\omega_{eng} > \omega_{wheel}, \omega_{eng} = i_{gear} \cdot \omega_{wheel}$
  - $i_{gear} > 1$

- ประสิทธิภาพ $\eta_{gear} = \frac{P_{out}}{P_{in}}$
  - เอาต์พุตที่มีประโยชน์มากกว่าอินพุตที่จำเป็น.
  - การสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระมักถูกละเลย.
- เร่งความเร็ว, โหมดแรงขับ
  - เครื่องยนต์ส่งกำลังไปยังล้อ; In: P_{eng}, Out: P_{wheel}
  - $P_{wheel} = \eta_{gear} \cdot P_{eng}$
- เบรกด้วยเครื่องยนต์, coast mode
  - ล้อส่งกำลังให้กับเครื่องยนต์; Out: P_{eng}, In: P_{wheel}
  - $P_{eng} = \eta_{gear} \cdot P_{wheel}$
- โดยทั่วไป
  - $P_{wheel} = \eta_{gear}^{k} \cdot P_{eng}, k = \begin{cases} 1 \,..\, P_{eng} \geq 0 \\ -1 \,..< 0 \end{cases}$

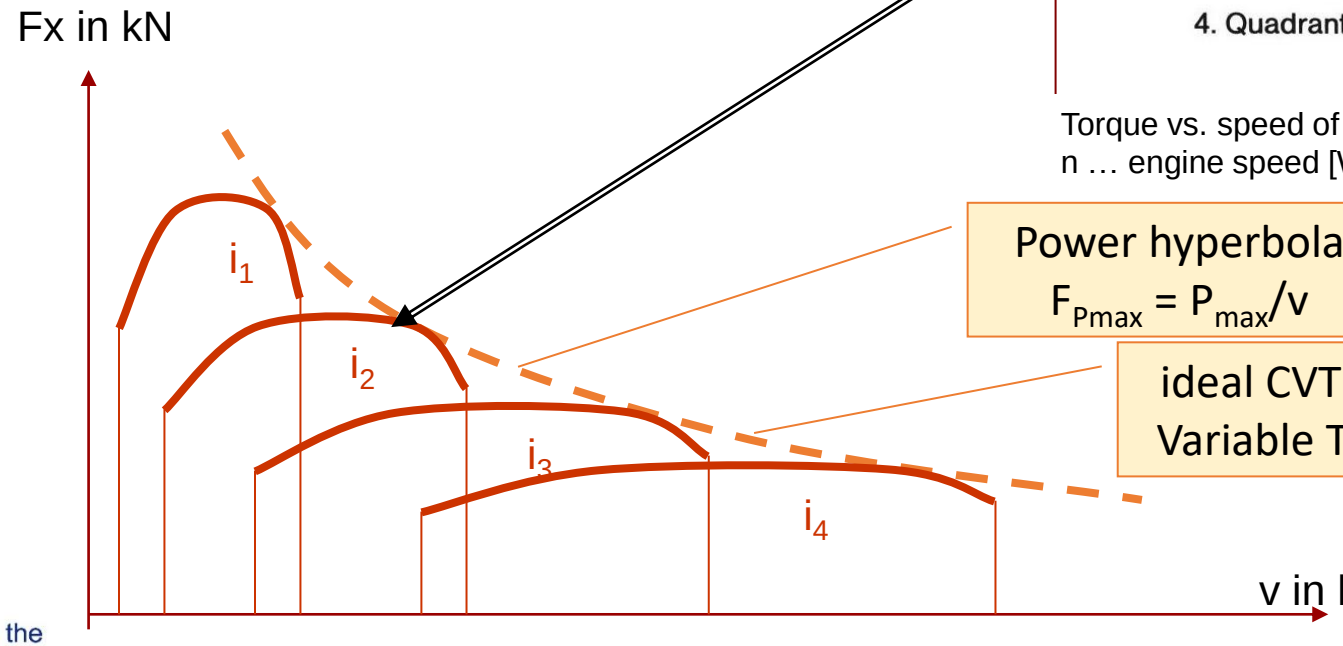
Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

แผนภาพแรงฉุด

... สำหรับการเคลื่อนที่แบบไม่เร่งความเร็ว.



Torque vs. speed of an engine, T … engine torque, n … engine speed [Wallentowitz06]



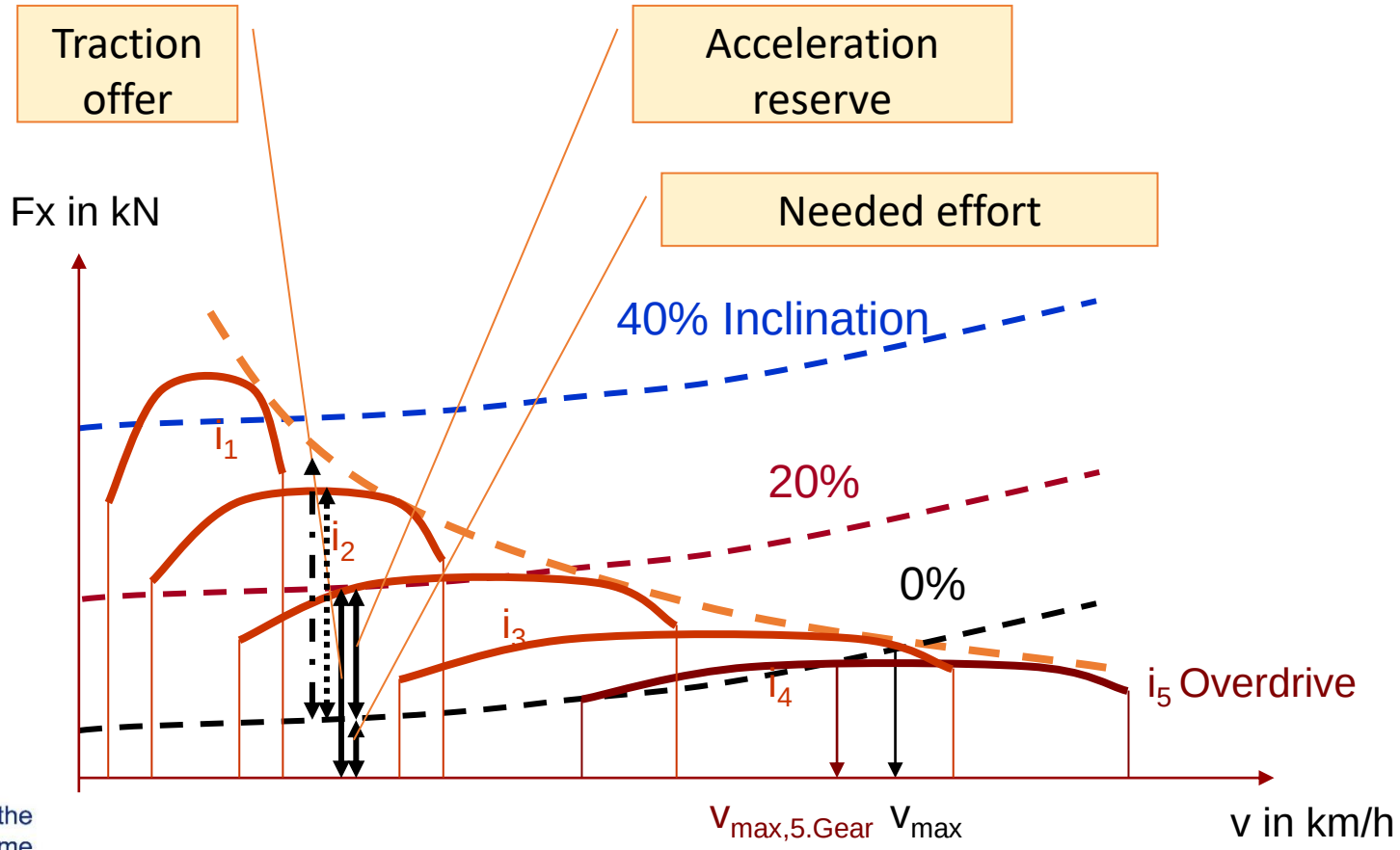
Power hyperbola
$F_{Pmax} = P_{max}/v$

ideal CVT (=Continous Variable Transmission)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

แผนภาพความพยายามฉุดด้วยการลาก

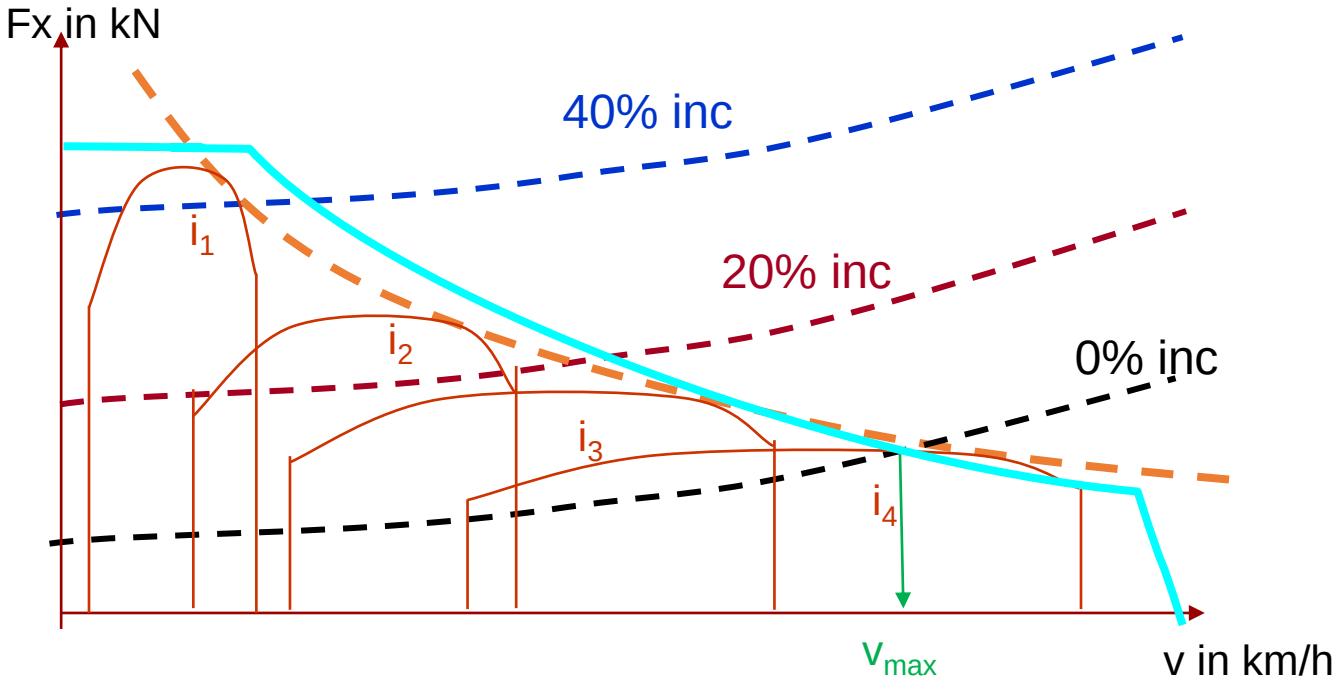
- ไม่มีการเร่งความเร็ว



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Tractive Effort Diagram, eDrive vs. ICE

- แรงบิดเริ่มต้นสูง→ ไม่มีคลัช
- M(n) characteristic fits perfect for low to medium speeds
- 2 gears increase efficiency at highway speeds
- Drive can deliver braking torque for recuperation ☺ → avoid wheel lock up!



cyan: Moment of PMSM with same top speed in 4th gear

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Backward Simulation Model using Requested Trajectory v(t)

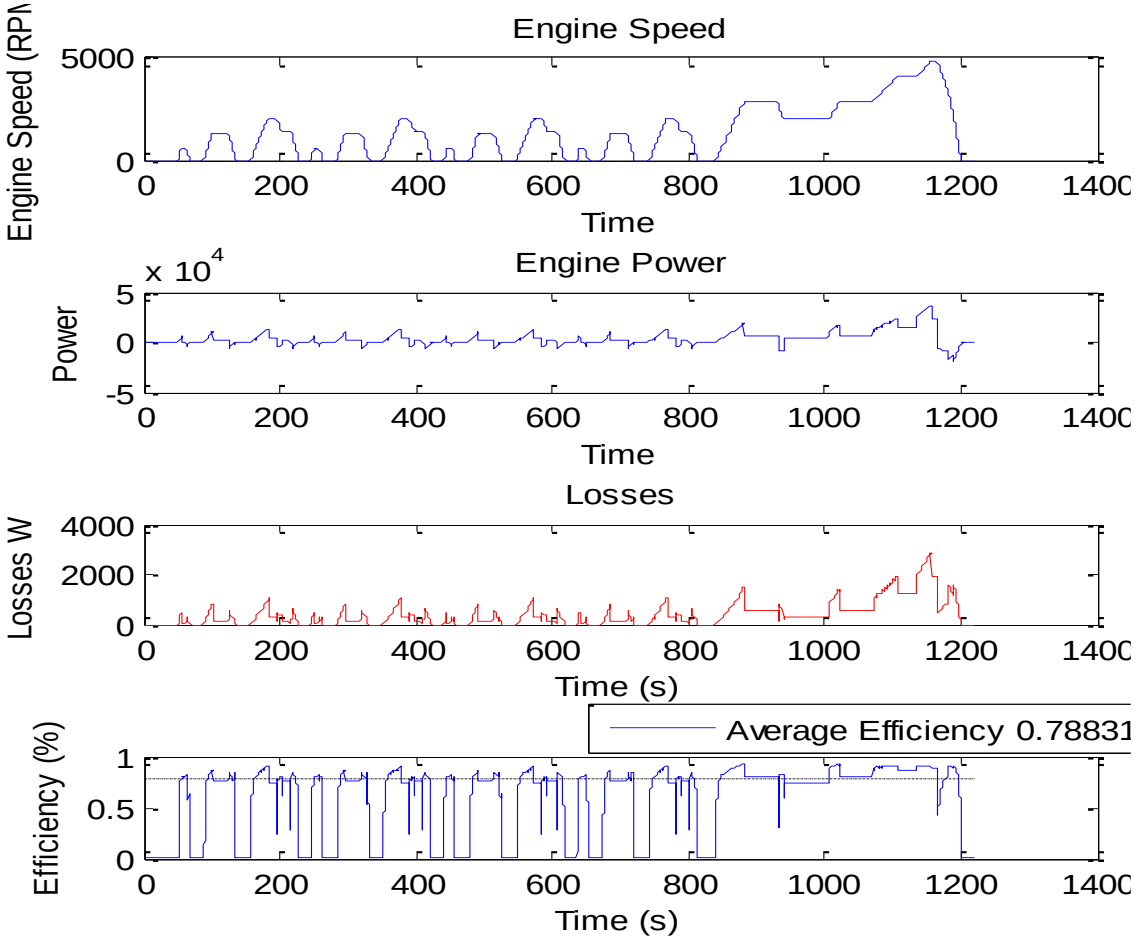
- **Given**
  - ลักษณะความเร็วในการขับ v(t)
  - ถนน: ความเอียง (s(t))
- **Wanted**
  - แรงบิดของเครื่องยนต์, ความเร็ว
  - consumption
  - แรง, แรงบิดในระบบส่งกำลังสำหรับการทดสอบความล้า
- **Preliminaries**
- กำลังเครื่องยนต์สูงพอที่จะทำตามความเร็วที่กำหนด
- ล้อไม่ลื่นไถล เราอยู่ในสาขาที่เพิ่มขึ้นของ Fx(sx)

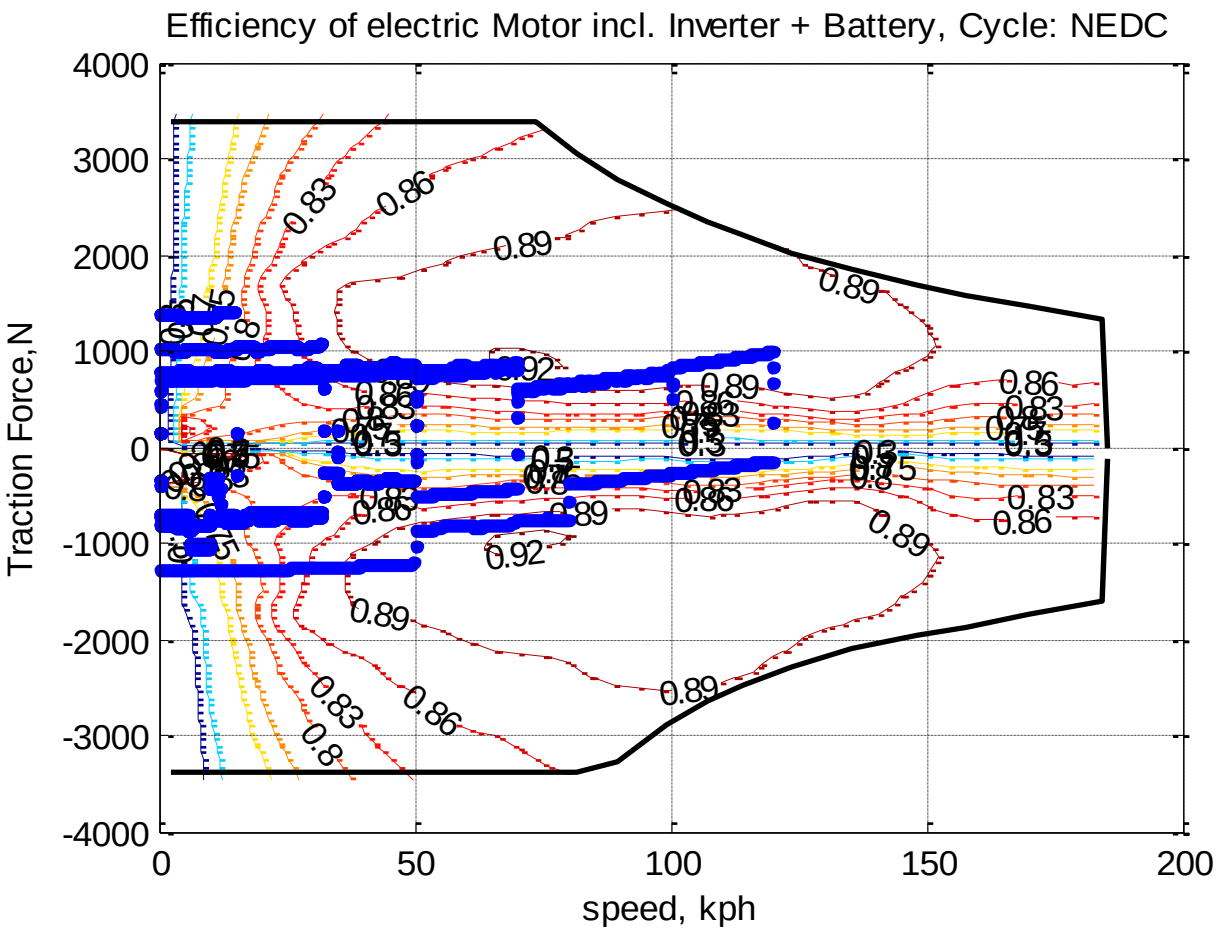
- **Solution**
- รวมความเร็ว v(t) เป็นตัวเลข → ระยะทาง s(t) ใช้สำหรับเอียง (s)
- ความแตกต่างของความเร็ว v(t) เชิงตัวเลข → ความเร่ง a (t)
- หลักการโมเมนตัมเชิงเส้น → แรงฉุดยาง $F_{x,Tyre}$
- หลักการโมเมนตัมเชิงมุม→ ล้อ/โหลดเพลาF_z
- ค่าสัมประสิทธิ์การฉุดลาก $\mu_x = \frac{F_{x,Tyre}}{F_z}$
- ลักษณะยางกลับหัว → $s_x(\mu_x)$
- หลักการโมเมนตัมเชิงเส้น →แรงฉุดลาก $F_{x,Drive}$
- กำลังที่ล้อ, กำลังที่เครื่องยนต์
- แผนที่ประสิทธิภาพ/แผนที่การบริโภคน้ำมันเชื้อเพลิง → เชื้อเพลิง/การใช้พลังงาน

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

MATLAB (Octave)

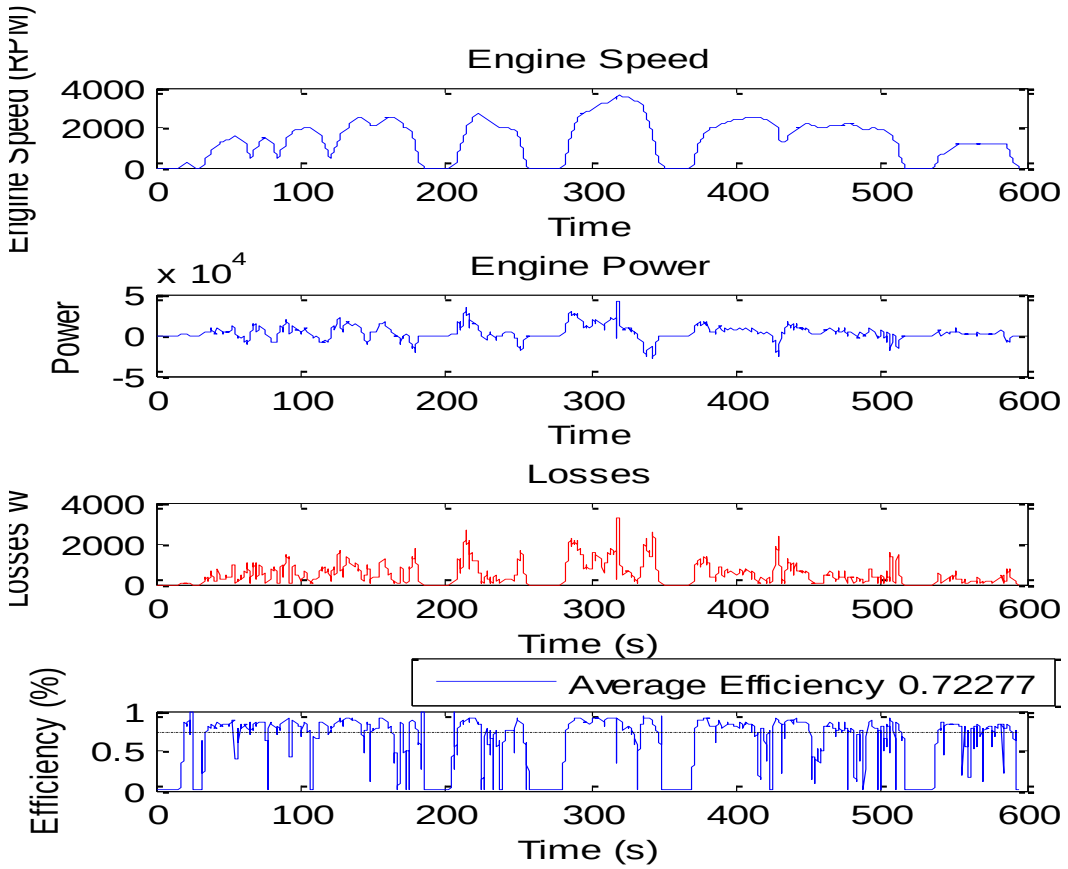
NEDC

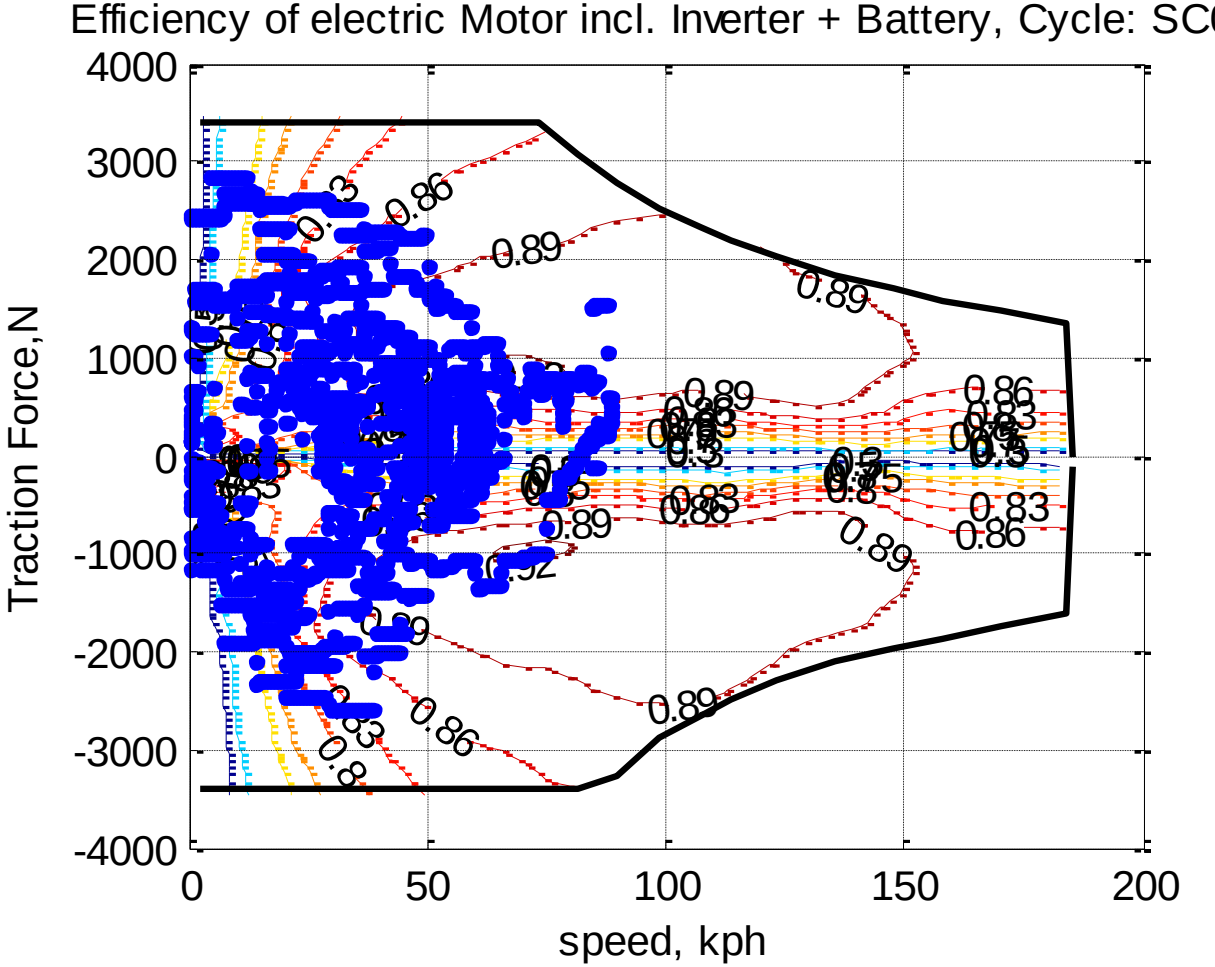




Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

US SC03



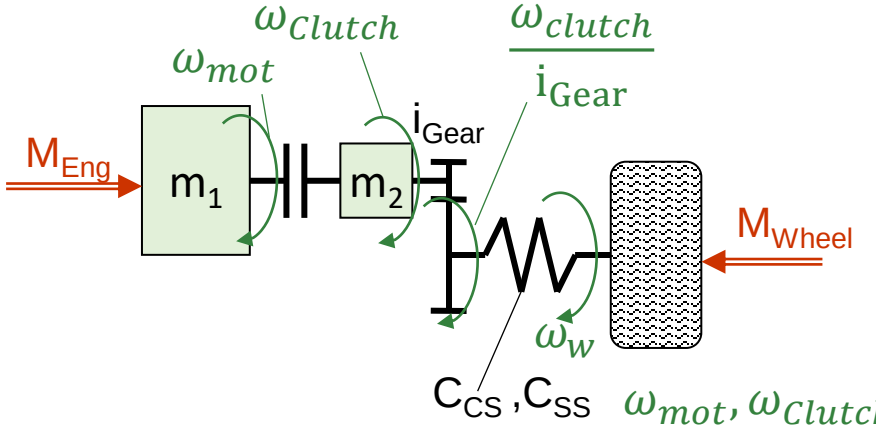


Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

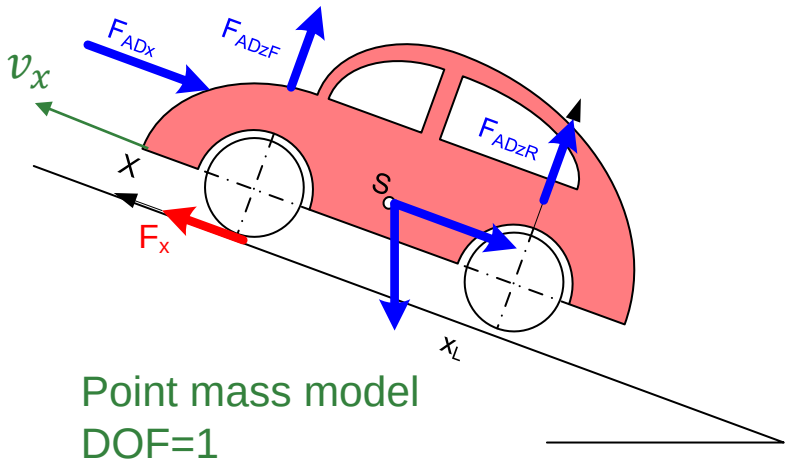
ส่งต่อแบบจำลองจำลองโดยใช้ไดรเวอร์

- Driver (PI-Controller)
  - In: $v_{Req}(t), v(t)$, out: Accel. Ped. AP
- Engine
  - ลักษณะคันเร่ง $M_{Mot0}(nMot, AP)$
  - 1st order delay → M_{Mot}
- แบบจำลองหลายตัว
  - Rigid bodies, 1 DOF each
    - e.g.: รถไฟฟ้า: มอเตอร์, คลัตช์+เกียร์, ล้อ
    - chassis: 1 DOF in x
  - connected by massless force elements
    - Clutch + torsional springs, side shaft , tire model

Simulink



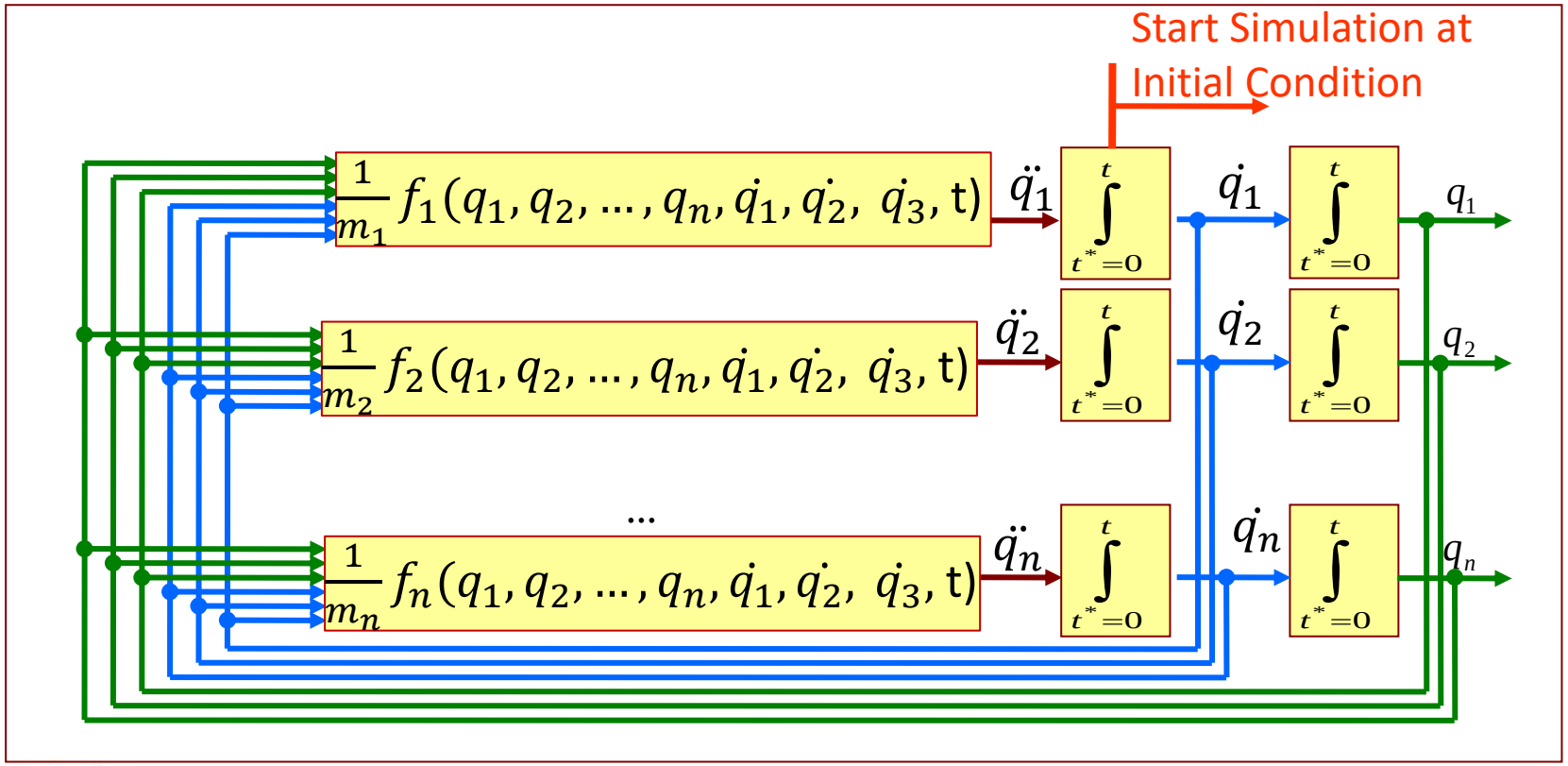
$\omega_{mot}, \omega_{Clutch}, \omega_w, v_x$
.. rot. only, 3 DOF



Point mass model
DOF=1

หลักการแก้ปัญหา ODE's

- n DOF: n สมการเชิงอนุพันธ์สามัญไม่เชิงเส้นของลำดับที่ 2



Practice Backwards Sim. Model

- PracticeBackLong.m

use MATLAB or Octave to run.

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

Discussion

- ได้โปรดตั้งกลุ่ม 4-5 กลุ่ม ผมเสนอให้ผสมปนเปกันระหว่างมหาวิทยาลัย.

- สนทนาคำถามต่อไปนี้:
  - แนวทางการสอนอื่น ๆ ในหัวข้อที่แนะนำ
  - หัวข้อที่ฉันพลาดโดยทั่วไป (เทียบกับแผ่นงานภาพรวม)
  - หัวข้อที่ยกเลิกเพราะไม่คิดว่าสำคัญ.

- การนำเสนอและอภิปรายผลลัพธ์ของคุณ.

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Literature

- Milliken W.F, Milliken D.: Race Car Vehicle Dynamcs,SAE Int., 1995
- Rill G.: Road Vehicle Dynamics – Fundamentals and Modelling; CRC Press Taylor Francis Group
- Heißing/Ersoy (Eds.): Chassis Handbook, 1st Ed., Vieweg+Teubner, 2011.
- Mitschke/Wallentowitz: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage, Springer

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Engineering Knowledge Transfer Units to Increase Student´s Employability and Regional Development

https://www.facebook.com/unitederasmus/

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

This project has been funded with support from the European Commission. This publication reflects the views only of the author, and the Commission cannot be held responsible for any use which may be made of the information contained therein.598710-EPP-1-2018-1-AT-EPPKA2-CBHE-JP

Engineering Knowledge Transfer Units to Increase Student´s Employability and Regional Development

การสอน “พื้นฐานพลศาสตร์ยานยนต์” 2

by Dr. Karl Reisinger

ไดนามิกด้านข้างแนวตั้ง

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

This project has been funded with support from the European Commission. This publication reflects the views only of the author, and the Commission cannot be held responsible for any use which may be made of the information contained therein.598710-EPP-1-2018-1-AT-EPPKA2-CBHE-JP

พลวัตด้านข้าง/แนวตั้งในหลักสูตรปริญญาตรี

- รถเคลื่อนที่อย่างไรเนื่องจากมุมบังคับเลี้ยว?
  – คำอธิบายโดยใช้ Single Track Model
  - w/o มุมสลิปยาง → Ackermann Kinematics
  - สภาพรถพร้อมมุมสลิปยาง
  - พื้นฐานในการหาสมการการเคลื่อนที่สำหรับโมเดลรางเดี่ยวเชิงเส้น
  - พฤติกรรมหลักที่อ่านจาก ODE-System
- Understeer behaviour?
  - การทดสอบ, เป้าหมาย, Understeer Gradient, อิทธิพลของพารามิเตอร์
- Two Track Model
  - ความเร็วศูนย์ล้อในแต่ละมุม อภิปรายรุ่นรางเดี่ยวและรุ่นรางสองราง
  - Ackermann Steering, บทบาทของความแตกต่าง
- Vertical dynamics
  - Comfort, Quarter Vehicle Model, Road Description (Power density Spectrum)
- การจำลอง: ไปข้างหน้า, ย้อนกลับ., มุมมองต่อ veDYNA (TESIS)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

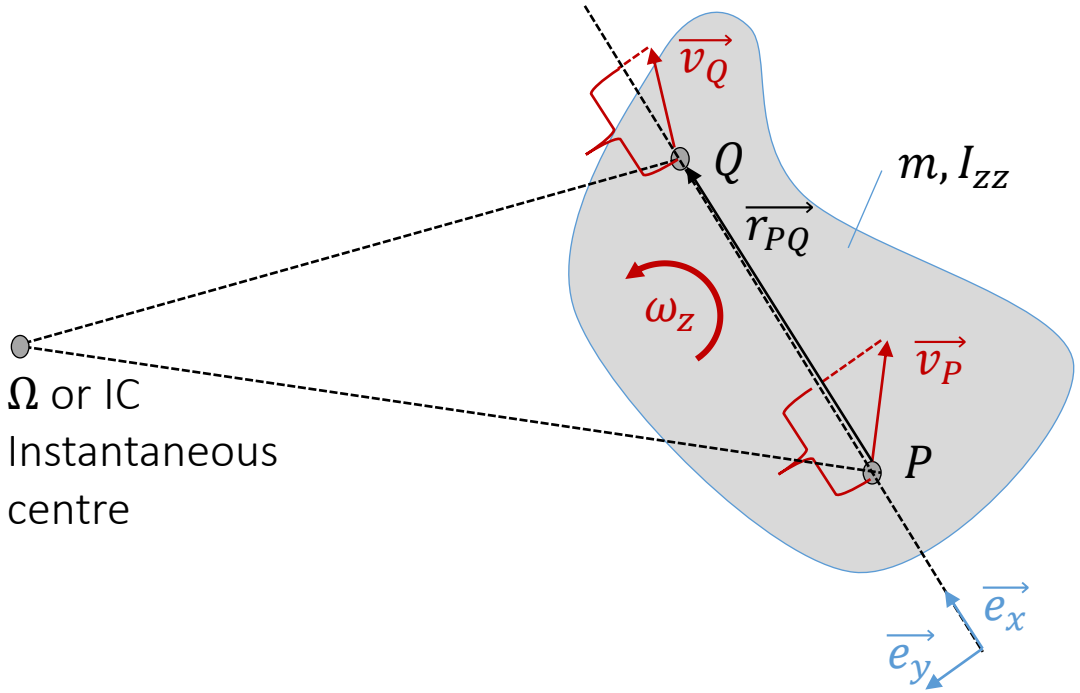
ด้านข้าง/โปรแกรมไดนามิกแนวตั้งในโปรแกรมปริญญาโท

- การถ่ายโอนน้ำหนักล้อด้านข้าง
  - มวลชนที่ถูกระงับ, ไม่ถูกระงับ
  - อิทธิพลของการปฏิบัติตามข้อกำหนดและรูปทรงของช่วงล่าง
- ศักยภาพด้านข้างของยานพาหนะ
  - G-G-Diagram
  - Milliken Moments Diagram
- Ride – สปริงช่วงล่างและ Damper
  - ความสะดวกสบาย, ความปลอดภัยในการขับขี่
- การจำลอง
  - AVL/VSM แนวทางปฏิบัติเพื่อให้ได้รับข้อมูลเชิงลึก.

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

จลนศาสตร์ในระนาบ x-y - Review

- สมมติ 2 จุดที่ร่างกาย P,Q
- ร่างกายมีความเร็ว $\overrightarrow{v_P}$ และหมุนด้วย $\vec{\omega} = \omega_z$
- เราจะได้ความเร็วเป็น $Q\overrightarrow{v_Q} = \overrightarrow{v_P} + \vec{\omega} \times \overrightarrow{r_{PQ}} = \overrightarrow{v_P} + \omega_z \cdot \overline{PQ} \cdot \overrightarrow{e_y}$
- ความเร็วในทิศทางของ $\overline{PQ}$ ไม่เปลี่ยนแปลง, ถ้าร่างกายแข็งแรง
- มีจุดเสมือนอยู่ตรงกลางทันที ซึ่งสามารถมองเห็นเป็นบานพับชั่วขณะ ร่างกายจะหมุนไปรอบๆ.
- ความเร็วแต่ละเส้นตั้งฉากกับเส้นตรง $\overline{\Omega P}$ และ $\overline{\Omega Q}$



Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

Task: Velocities w/o and with tire slip angle

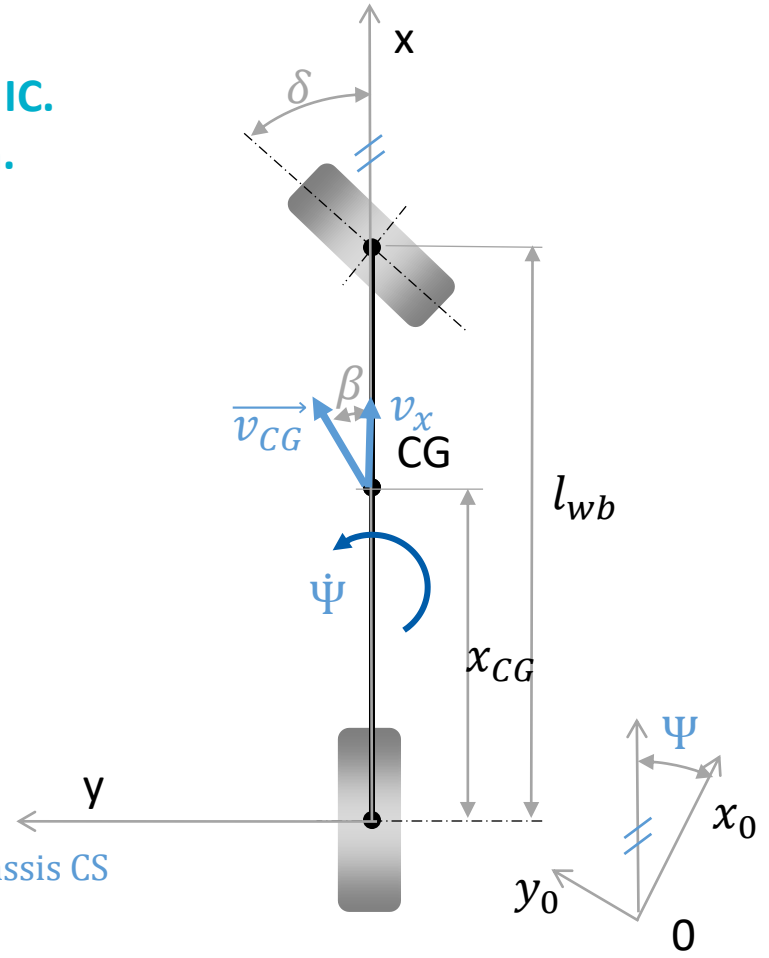
- กำหนดเป็นรุ่น **Single Track** ให้เลี้ยวซ้าย
  - เป็นตัวแทนของศูนย์กลางของรถ.
  - ให้เป็นสภาวะเลี้ยวคงตัวและ
    - ความเร็วตามยาว $v_x = \text{const}$, tire radius r_e
    - ฐานล้อ l_{wb}, ศูนย์กลางของแรงโน้มถ่วงคือ x_{CG} หน้าเพลาหลัง
    - เราคัดท้ายล้อหน้าโดย δ
    - สมมติว่าเรารู้มุมสลิปยาง

  Scene A: เนื่องจากการเคลื่อนที่ช้า เราจึงได้ **lat** ต่ำ อัตราเร่งและมุมสลิปยางที่มองข้ามไม่ได้.

  Scene B: เลี้ยวซ้าย ความเร่งด้านข้างทำให้เกิดแรงเฉื่อยซึ่งพยายามเคลื่อนรถไปทางด้านขวา. เราจะได้มุมสลิปยางที่ชี้ไปทางด้านขวา.

- **Wanted:** สมการสำหรับฉาก **A** และ **B** สำหรับ
  - รัศมี **Ry** ระยะทาง **y** ของ **CG** ถึง **IC**
  - รัศมี **R** ถึง **CG**
  - มุมสลิปของร่างกาย β, มุมระหว่าง $\overrightarrow{v_{CG}}$ และ **x-Axis**
  - อัตราการหันเห $\dot{\Psi}$
  - ความเร็วใน **CG**
  - ความเร็วล้อหน้า/**rear neglecting long. slip.**

คำแนะนำ:
ร่างความเร็วในศูนย์ล้อและสร้าง **IC.**
แล้วคุณจะพบสามเหลี่ยมมุมฉาก.
ใช้พิกัดรถ.



x_0, y_0 .. Inertial CS, x , y .. Chassis CS
Ψ.. Heading Angle, Yaw Angle,
$\beta + \Psi$.. Course Angle
$\dot{\Psi} = \omega_z$.. Yaw Rate = rot. about z-axis

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Scene A), no tire slip angle

- R_y: Triangle CF-CR-Ω_A

$$\tan(\delta) = \frac{l_{wb}}{R_y}$$

- R, β:Triangle CG-CR-Ω_A

$$R^2 = R_y^2 + x_{CG}^2, \qquad tan(\beta) = \frac{x_{CG}}{R_y}$$

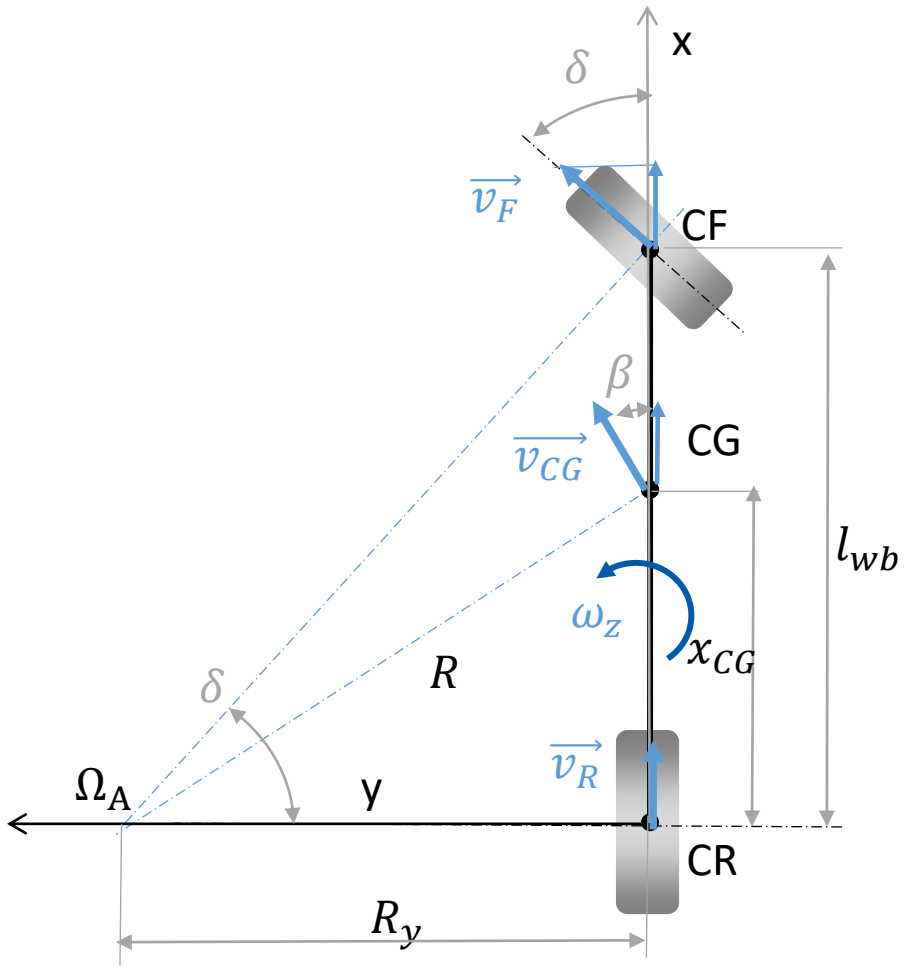
- Or $v_{x,CG} = v_x, v_{y,CG} = x_{CG} \cdot \omega_z, \tan(\beta) = \frac{v_{y,CG}}{v_{x,CG}}$

- $\dot{\Psi}, R$: Kinematics with $\dot{\Psi} = \omega_z$

$$v_x = R_y \cdot \dot{\Psi}, v_{CG} = R \cdot \dot{\Psi} = \frac{v_x}{\cos(\beta)}$$

- ω_w:In tire coordinates, no long. slip

$$v_{Fx}^T = \frac{v_x}{\cos(\delta)} = r_e \cdot \omega_{wF}, v_{Rx}^T = v_R = v_x = r_e \cdot \omega_{wR},$$



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Scene B), with tire slip angle

- ยางเป็นไปตามแรงลมยาง→ α_F, α_R ชี้ไปทางขวาเลี้ยวซ้าย
- R_y, x_{IC}: Triangle X-CR-Ω + Triangle X-CF-Ω

$$tan(\alpha_R) = \frac{x_{IC}}{R_y}, \tan(\delta - \alpha_F) = \frac{l_{wb} - x_{IC}}{R_y}$$

- R, β:Triangle CG-X-Ω

$$R^2 = R_y^2 + (x_{CG} - x_{IC})^2, \qquad tan(\beta) = \frac{x_{CG} - x_{IC}}{R_y}$$

- Or $v_{x,CG} = v_x = v_R \cdot \cos(\alpha_R), v_{y,CG} = -v_R \cdot sin(\alpha_R) - x_{CG} \cdot \dot{\Psi}$,

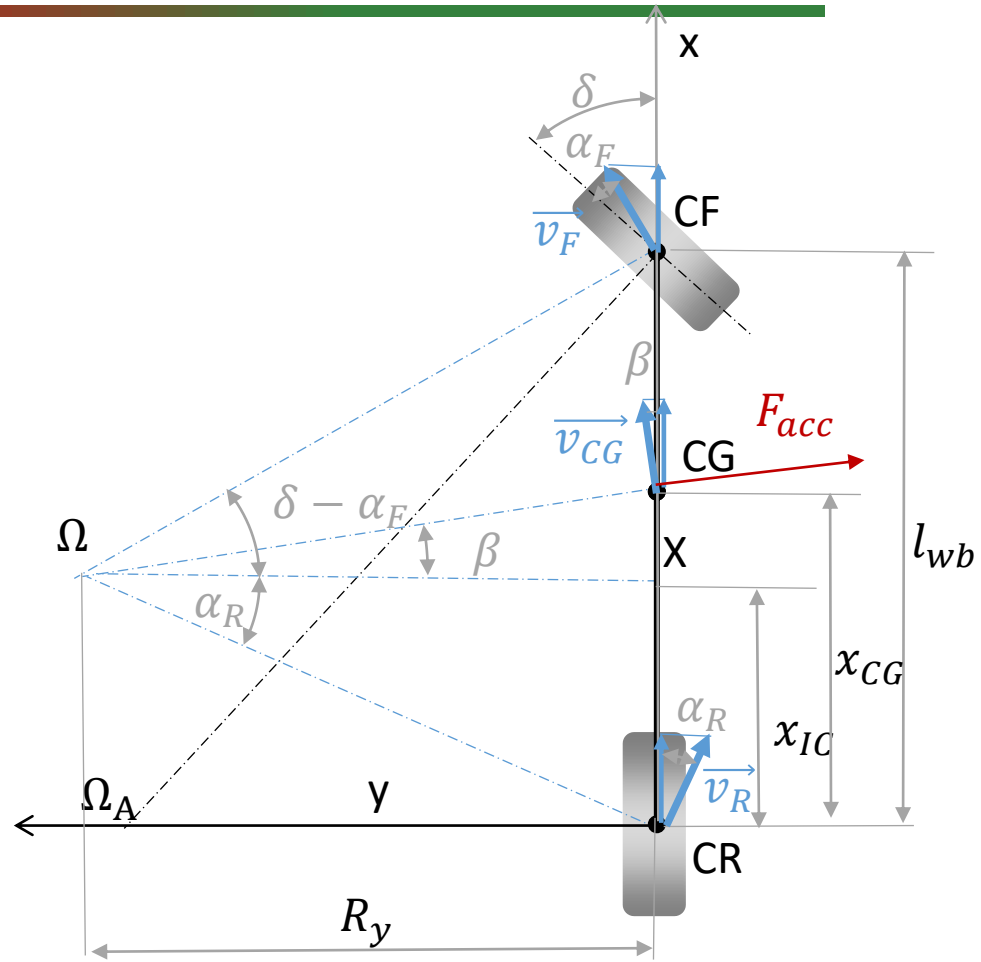
$$tan(\beta) = \frac{v_{y,CG}}{v_{x,CG}}$$

- $\dot{\Psi}, R$: Kinematics with $\dot{\Psi} = \omega_z$

$$v_x = R_y \cdot \dot{\Psi}, v = R \cdot \dot{\Psi} = \frac{v_x}{cos(\beta)}$$

- ω_W:In tire coordinates, no long. slip

$$v_F = \frac{v_x}{cos(\delta)}, v_{Fx}^T = v_F \cdot \cos(\alpha_F) = r_e \cdot \omega_{WF},$$
$$v_{Rx}^T = v_x = v_R \cdot \cos(\alpha_R) = r_e \cdot \omega_{WR}$$



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

CG อัตราเร่ง

- P .. Origin of body fixed CS, this CS rotates with $\vec{\omega} = \dot{\Psi}$
- CG .. center of Gravity of body, Velocity $\overrightarrow{v_{CG}}$ points in dir. $\Psi + \beta$, rotates with $\dot{\Psi} + \dot{\beta}$ in z-direction

- Position $\overrightarrow{r_{CG}} = \overrightarrow{r_P} + \overrightarrow{r_{PCG}}$
- Velocity $\overrightarrow{v_{CG}} = \dot{\overrightarrow{rC_G}} = \dot{\overrightarrow{r_P}} + \dot{\overrightarrow{r_{PCG}}} + \vec{\omega} \times \overrightarrow{r_{PCG}}$,

  with $\overrightarrow{v_{PCG}} = |\dot{\overrightarrow{r_{PCG}}}| \cdot \overrightarrow{e_x} = 0$: $\overrightarrow{v_{CG}} = \overrightarrow{v_P} + \vec{\omega} \times \overrightarrow{r_{PCG}}$,
- Acceleration

$$\overrightarrow{a_{CG}} = \overrightarrow{a_P} + \overrightarrow{a_{PGG}} + \dot{\vec{\omega}} \times \overrightarrow{r_{PCG}} + 2\,\vec{\omega} \times \overrightarrow{v_{PCG}} + \vec{\omega} \times \overrightarrow{v_{CG}}$$

$$\overrightarrow{a_{CG}} = \overrightarrow{a_{CS}} + \overrightarrow{a_{rel}} + \overrightarrow{a_{Euler}} + \overrightarrow{a_{Coriolis}} + \overrightarrow{a_{Zentripedal}}$$

With $\overrightarrow{a_{PGG}} = \overrightarrow{v_{PCG}} = 0$, rigidly connected

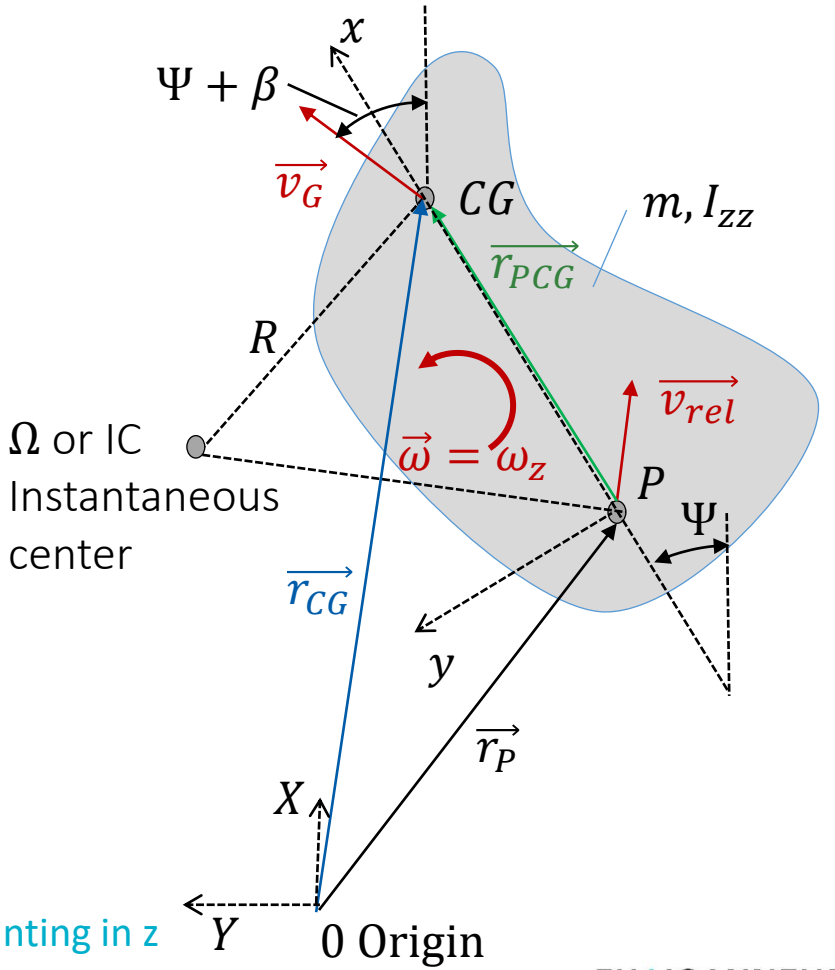
$$\overrightarrow{a_{CG}} = \overrightarrow{a_P} + \dot{\vec{\omega}} \times \overrightarrow{r_{PCG}} + \vec{\omega} \times \overrightarrow{v_{CG}},$$

Generally $\dot{\vec{\omega}} = \ddot{\Psi} \neq 0$, $\overrightarrow{a_C}$ points in x and y

- CG acceleration doesn't point to IC
- Longitudinal acceleration: $\boldsymbol{a_{CGx} \neq a_{Px}}$
- Centripetal acceleration: $\boldsymbol{a_{CGy} = \frac{v_{CG}^2}{\rho} = v_{CG} \cdot (\dot{\Psi} + \dot{\beta})}$ … see also Mitschke Wallentowitz S. 552
- $\boldsymbol{\rho \neq R}$ … ρ curvature radius of CG path, R … distance CG to IC

Steady State $\dot{\vec{\omega}} = \ddot{\Psi} = 0, v_x = const, \dot{\beta} = 0, \delta = const$ … stabilized circular driving

- CG acceleration points to IC
- $\boldsymbol{\rho = R}$ … ρ curvature radius of CG path, R … distance CG to IC
- Longitudinal acceleration: $a_{CGx} = 0$
- Centripetal acceleration: $a_{CGy} = \frac{v_{CG}^2}{R} = v_{CG} \cdot \dot{\Psi} = R \cdot \dot{\Psi}$

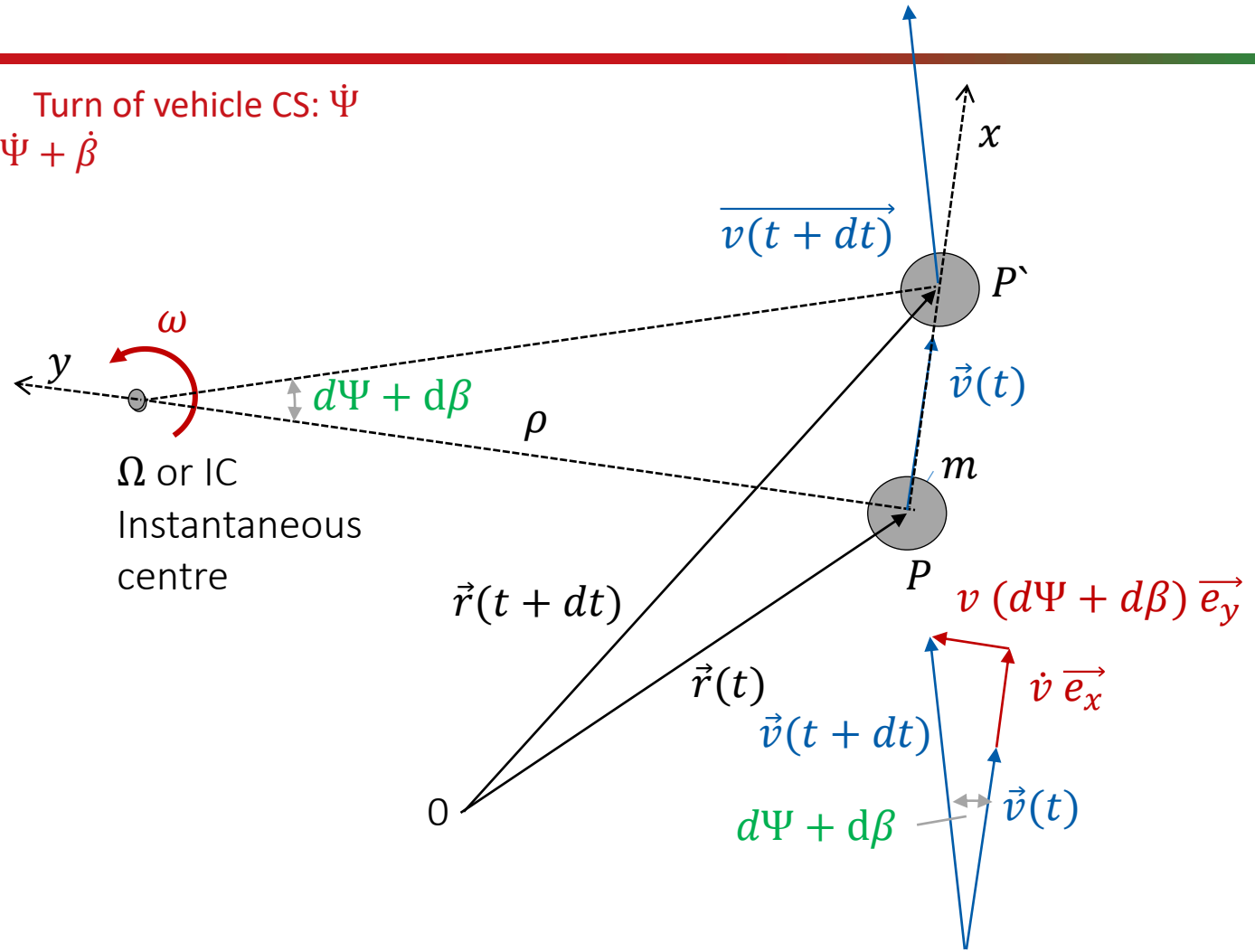


Please differentiate! Turn of vehicle: $\vec{\omega} = \dot{\Psi}$ pointing in z
Turn of CG velocity: $\dot{\Psi} + \dot{\beta}$ gives centripetal acc.

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

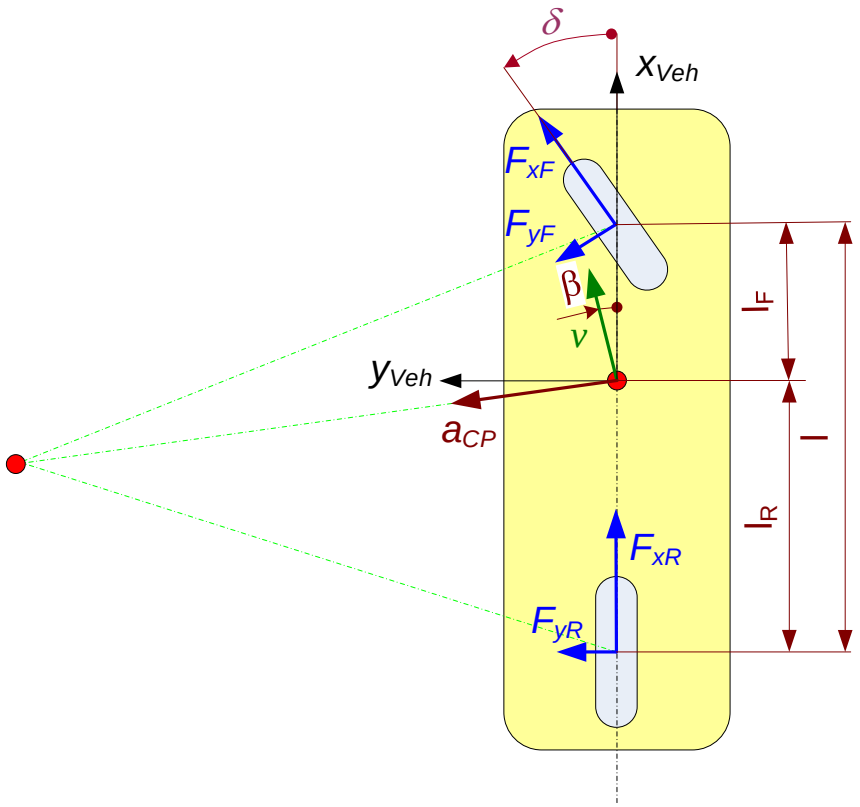
อัตราเร่ง

Please differentiate! Turn of vehicle CS: $\dot{\Psi}$
Turn of CG velocity: $\dot{\Psi} + \dot{\beta}$



Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

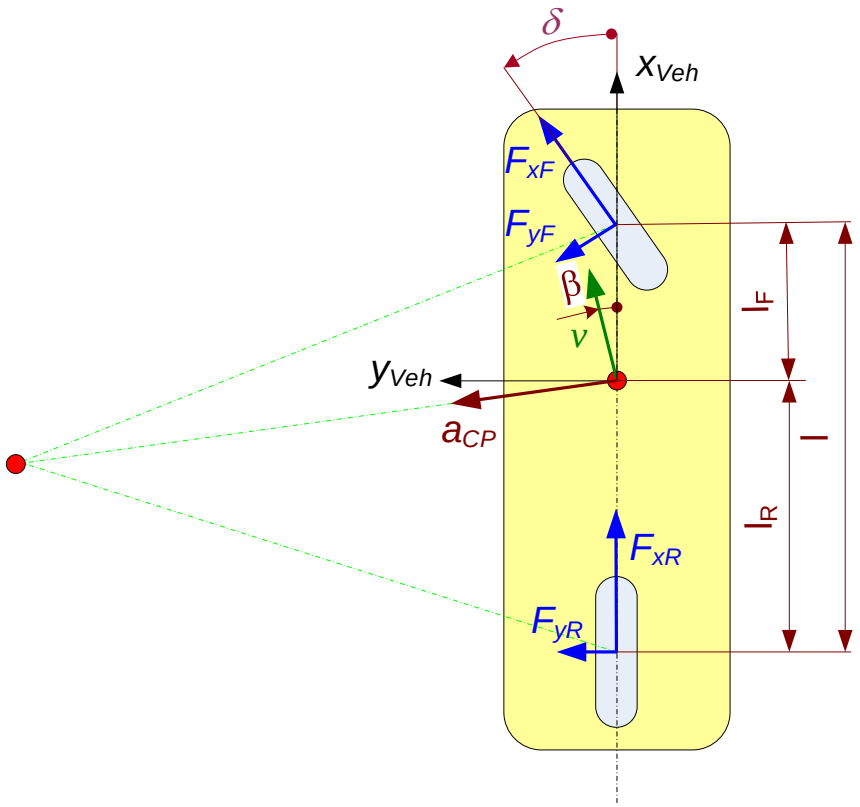
Kinetics1:
หลักการโมเมนตัมเชิงเส้น



- Position $\vec{r}(t) = \begin{pmatrix} x \\ y \\ 0 \end{pmatrix}$
- $m\,\vec{a} = \vec{F}_F + \vec{F}_R$
- $m \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix} = \overline{A} \cdot \begin{pmatrix} F_{xF,T} \\ F_{yF,T} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{xR} \\ F_{yR} \\ 0 \end{pmatrix}$
- $\overline{A} = \begin{pmatrix} \cos\delta & \sin\delta & 0 \\ -\sin\delta & \cos\delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Kinetics 2:
หลักการโมเมนตัมเชิงมุม



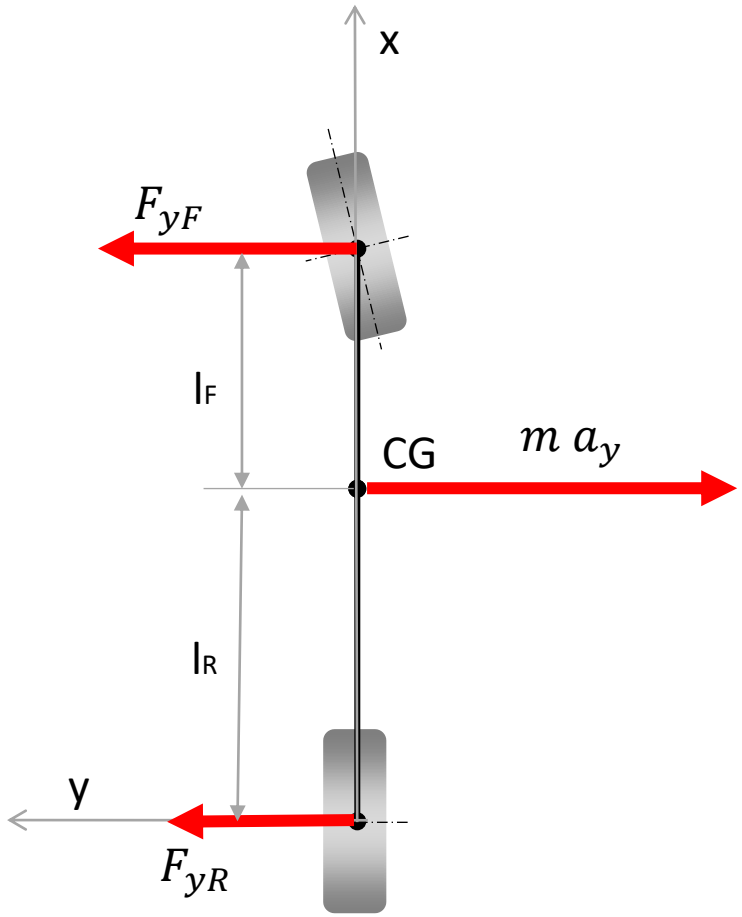
- $I_{zz} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\Psi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_f \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \cos\delta & \sin\delta & 0 \\ -\sin\delta & \cos\delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{xF,T} \\ F_{yF,T} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -l_R \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_{xR} \\ F_{yR} \\ 0 \end{pmatrix}$

- $I_{zz}\,\ddot{\Psi} = (F_{xF,T}\sin\delta + F_{yF,T}\cos\delta) \cdot l_f - F_{yR} \cdot l_R$

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

จลนพลศาสตร์สำหรับมุมเล็ก, $a_x = 0$

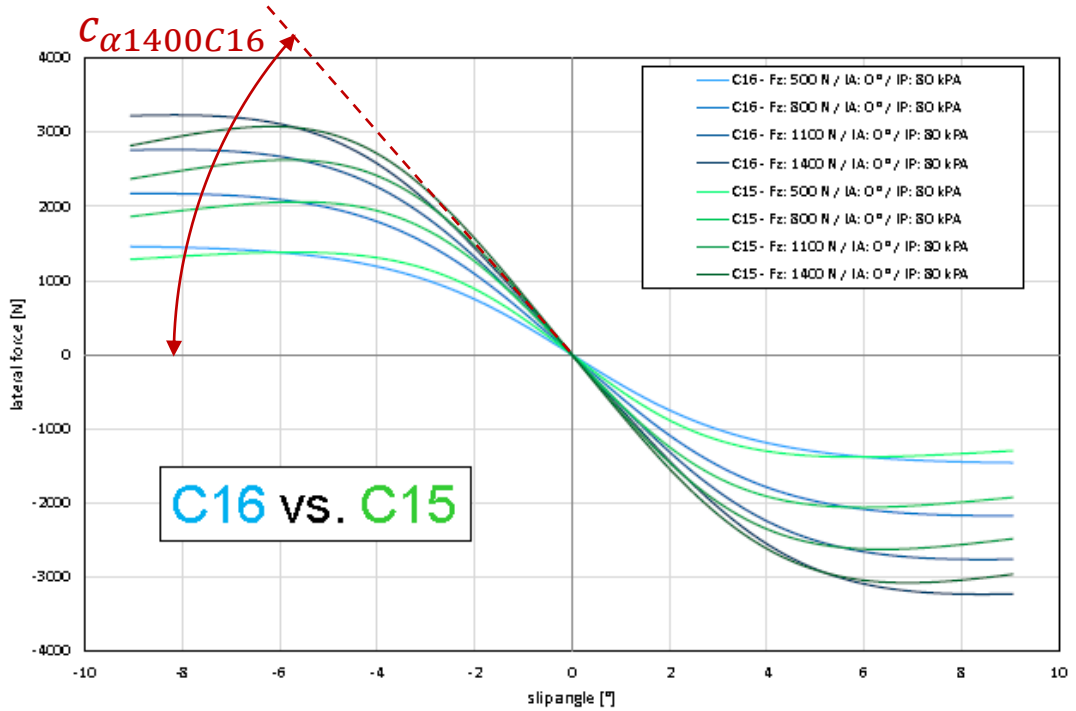
- $m \cdot a_x = F_{xF} + F_{xR}$
- $m \cdot a_y = F_{yF} + F_{yR}$
- $I_{zz}\ddot{\Psi} = F_{yF,T} \cdot l_f - F_{yR} \cdot l_R$



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Linearized tire Model

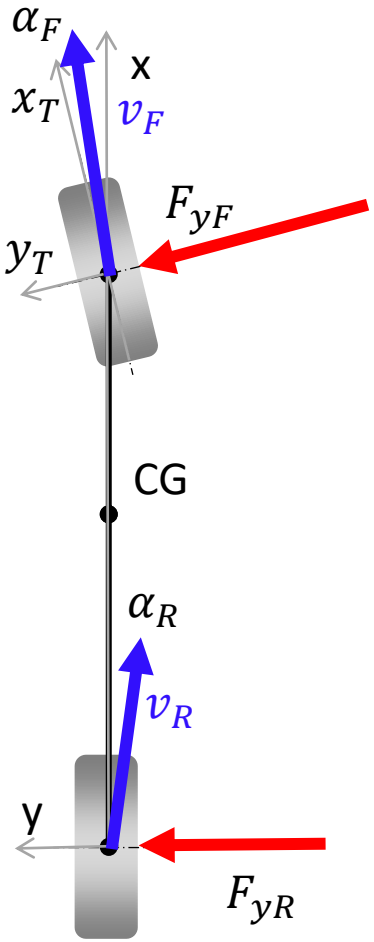
Example: $c_{\alpha 1400C16}$ lin. approach for tire C16, Fz=1400N



Source: Continental
C15, C16 2 types of Formula S racing tires

- $F_{yF}^{T} = \alpha_F \cdot c'_{\alpha F}$
- $F_{yR} = \alpha_R \cdot c_{\alpha R}{}'$

- $c_\alpha{}'$ ... ความฝืดเมื่อเข้าโค้งรวมถึงการปฏิบัติตามข้อกำหนด (=ความอ่อนแอของระบบกันสะเทือน)
- $c_\alpha = f(F_z)$, ใช้ถูกต้อง F_z
  - ข้อควรจำ: เรามี 2 ล้อต่อเพลาเพื่อส่งน้ำหนักล้อและแรงด้านข้าง.



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

สมการของการเคลื่อนไหว

- 2 ODE‘s of 1. Order in β und $\dot{\Psi}$
- $\dot{\beta} = -\frac{c_{\alpha F}+c_{\alpha R}}{\mathrm{m\ v}} \cdot \beta + \left(\frac{c_{\alpha R}\cdot l_R - c_{\alpha F}\cdot l_F}{m\, v^2} - 1\right) \cdot \dot{\Psi} + \frac{c_{\alpha F}}{m\, v} \cdot \delta$
- $\ddot{\Psi} = -\frac{c_{\alpha F}\cdot l_R - c_{\alpha R}\cdot l_F}{\mathrm{I_{ZZ}}} \cdot \beta - \frac{c_{\alpha R}\cdot l_R^2 - c_{\alpha F}\cdot l_F^2}{I_{ZZ}\, v} \cdot \dot{\Psi} + \frac{c_{\alpha F}}{I_{ZZ}} \cdot \delta$

อย่าจำผลลัพธ์นี้ ดูในหนังสือ.
โปรดจำรูปร่างและพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพล

- $\dot{\beta} = f_1 \cdot \beta + f_2 \cdot \Psi + f_3 \cdot \delta$
- $\ddot{\Psi} = f_4 \cdot \beta - f_5 \cdot \dot{\Psi} + f_6 \cdot \delta$

- $f_i = f\left(c_{\alpha F,R}, l_{F,R}, m, I_{ZZ}, v\right) \neq f(t)$

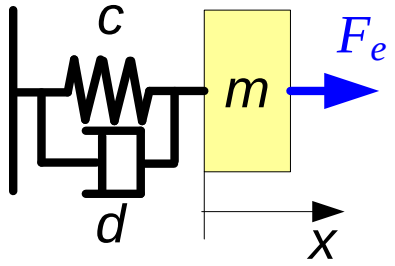
จำไว้ว่าเราได้มันมาอย่างไร!

- ข้อจำกัดทางจลนศาสตร์
- จลนศาสตร์
- ยาง

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

เครื่องเขย่ามวลเดี่ยวแบบ Force Excited

- โมเมนตัมเชิงเส้น $m\,\ddot{x} = -F_{cd} + F_e$
- สมการลิงค์ $F_{cd} = +c\,x + d\,\dot{x}$
- ODE $\ddot{x} = -\frac{c}{m}x - \frac{d}{m}\dot{x} + \frac{F_e}{m}$



- การทดแทน $z_1 = x, \dot{z_1} = \dot{x}$
- $z_2 = \dot{x}, \dot{z_2} = \ddot{x}$

- ผลลัพธ์ $\begin{pmatrix} \dot{z_1} \\ \dot{z_2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{c}{m} & -\frac{d}{m} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{pmatrix} \cdot F_e$

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

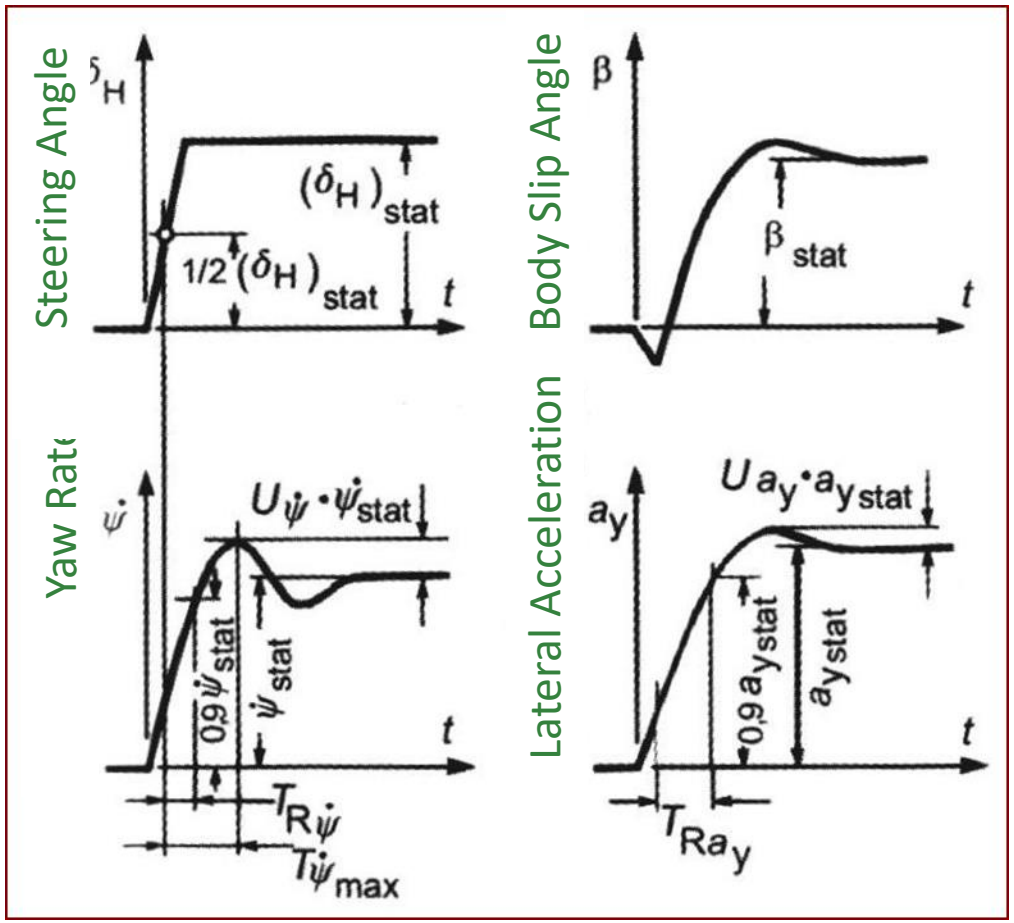
พฤติกรรมของรถอธิบายโดย

- 2 ODE‘s of 1st order in β and $\dot{\Psi}$
  - $\dot{\beta} = -\frac{c_{\alpha F}+c_{\alpha R}}{\mathrm{m\ v}} \cdot \beta + \left(\frac{c_{\alpha R}\cdot l_R - c_{\alpha F}\cdot l_F}{m\, v^2} - 1\right) \cdot \dot{\Psi} + \frac{c_{\alpha F}}{m\, v} \cdot \delta$
  - $\ddot{\Psi} = -\frac{c_{\alpha F}\cdot l_R - c_{\alpha R}\cdot l_F}{\mathrm{I_{ZZ}}} \cdot \beta - \frac{c_{\alpha R}\cdot l_R^2 - c_{\alpha F}\cdot l_F^2}{I_{ZZ}\, v} \cdot \dot{\Psi} + \frac{c_{\alpha F}}{I_{ZZ}} \cdot \delta$
- State Space Representation
  - $\begin{pmatrix}\dot{\beta}\\ \dot{\omega}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}a_{11} & a_{12}\\ a_{21} & a_{22}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\beta\\ \omega\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}b_1\\ b_2\end{pmatrix} \cdot \delta$
- Compare to single mass vibrator with force exciting
  - $\begin{pmatrix}\dot{z_1}\\ \dot{z_2}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}0 & 1\\ -\frac{c}{m} & -\frac{d}{m}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}z_1\\ z_2\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}0\\ \frac{1}{m}\end{pmatrix} \cdot F_e$

- ระบบหน่วงแรงสั่นสะเทือนสูงหรือระบบไม่เสถียร
- Parameters
  - ความฝืดในการเข้าโค้ง
  - ตำแหน่งของ CG
  - มวล, ความเฉื่อยI_{zz}
  - ความเร็ว

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การทดสอบชั่วคราว



[Heißing02]

- ดูด้วยความเร็วคงที่ $v_x = const$
  - **Body Slip Angle** $\beta(t)$
  - อัตราการหันเห $\dot{\Psi}(t)$
  - การเร่งความเร็วด้านข้าง $a_y(t)$
- การตอบสนองของสเต็ปพวงมาลัย
  - การควบคุมวงเปิด
  - วัดเวลาในการเข้าถึง 90% ของค่าสถานะคงตัว
  - **Overshoot U**
  - ค่าสถานะคงที่
- **Sine Input**
  - เพิ่มความถี่อินพุตพวงมาลัยช้า ๆ แต่ต่อเนื่อง
  - วัดการตอบสนอง $\beta(t), \dot{\Psi}(t), a_y(t)$
  - ใช้ **Fast Fourier Transformation** เพื่อสร้าง **Bode-Diagram**
- ผลลัพธ์: **Yaw-Damping, Yaw-Eigenfrequency**

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Sine Steering

https://www.youtube.com/watch?v=_RrhctXIJKU&t=8s

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

FH JOANNEUM University of Applied Sciences
Dr. Karl Reisinger

Steady State Circular Driving

- จำเป็นต้องใส่พวงมาลัยเพื่อให้ได้รัศมี **R**

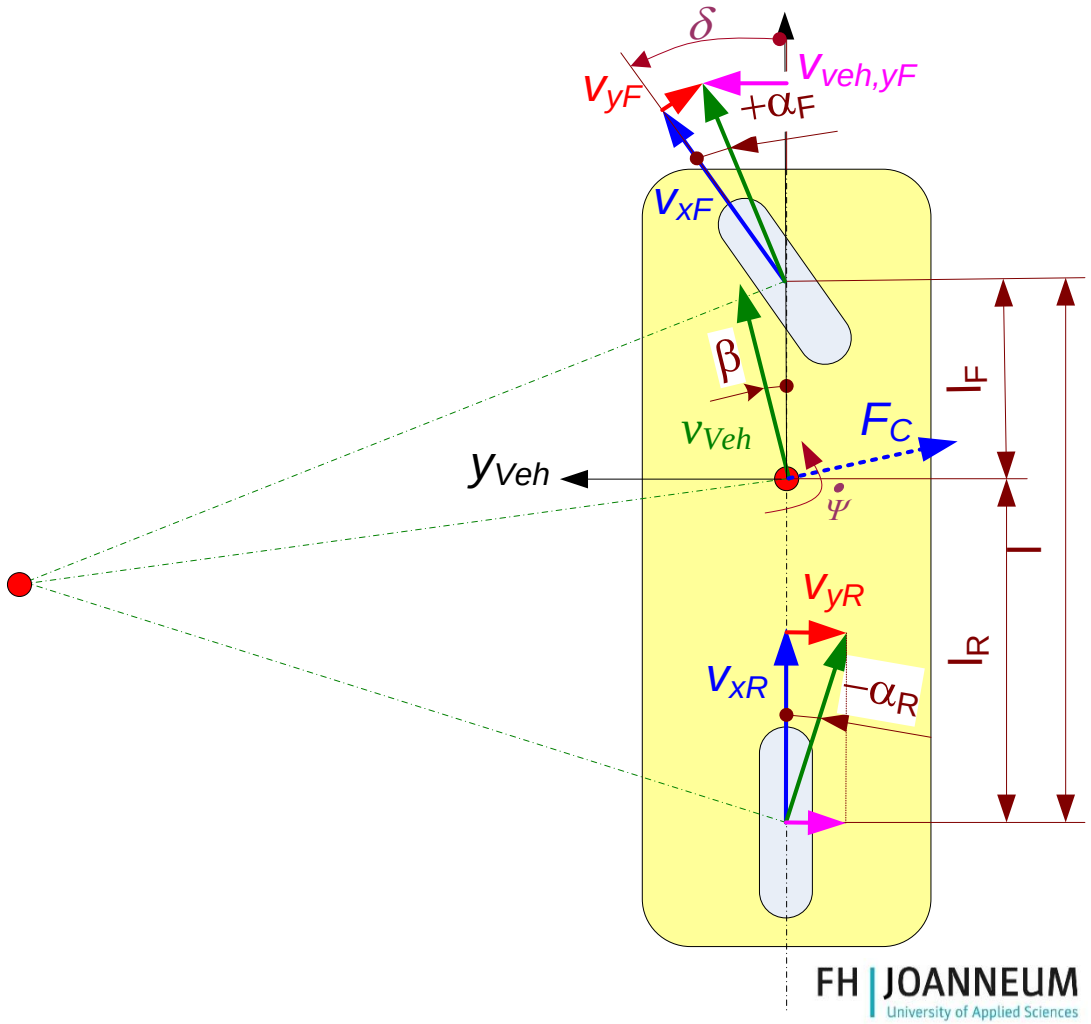
$$\delta \cong \frac{l}{R} + (\alpha_F - \alpha_R) = \delta_A + (\alpha_F - \alpha_R)$$

- δ ต้องเพิ่มขึ้นเพื่อชดเชยมุมสลิปยางหน้า,
- δ ต้องลดมุมสลิปยางหลัง!
- **Using single track model:**

$$\delta \cong \frac{l}{R} + m\frac{v_x^2}{R_y}\left(\frac{1}{c'_{\alpha F}} \cdot \frac{l_R}{l} - \frac{1}{c'_{\alpha R}} \cdot \frac{l_F}{l}\right)$$

Ackermann | $F_y = m \cdot a_y$ | Correction

- การเร่งความเร็วด้านข้างเพิ่มขึ้นตามความเร็วหรือรัศมี : $a_y = \frac{v_x^2}{R_y}$
- **If we have to**
- **steer more**, $(\alpha_F > \alpha_R)$ → **UNDERSTEERING**
- **steer less**, $(\alpha_F < \alpha_R)$ → **OVERSTEERING**
- **Otherwise: NEUTRAL**
- การเข้าโค้ง $c'_{\alpha F/R}$ รวมถึงการปฏิบัติตามข้อกำหนดของยางและช่วงล่าง

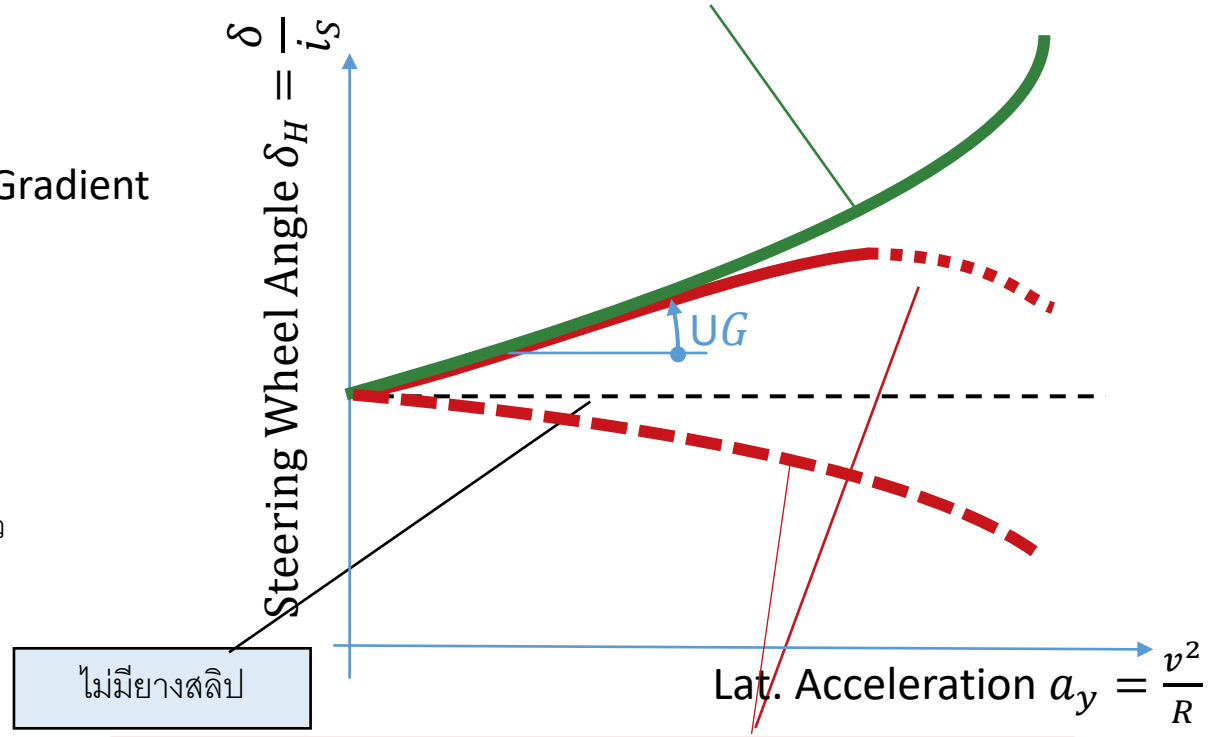


Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Steady State Circular Driving Test with constant Radius

- สถานะคงที่: การเร่งความเร็วช้าหรือทีละขั้นตอนที่วงกลมทดสอบ.
  - คัดท้ายให้อยู่ในวงกลมทดสอบ (R=40m, 100m)
  - ไม่มีการเปลี่ยนแปลงการโหลด ไม่เร่งนาน.
  - วัด δ_H $vs.$ a_y
  - $\delta_H = \frac{\delta}{i_S}$, i_S .. อัตราทดเกียร์
  - $UG = \frac{d(\alpha_F - \alpha_R)}{da_y} = \left(\frac{1}{c'_{\alpha F}} \cdot \frac{l_R}{l} - \frac{1}{c'_{\alpha R}} \cdot \frac{l_F}{l}\right)$ .. Understeer Gradient
- Understeer
  - นั่นคือสิ่งที่เราต้องการ, $\frac{d\delta}{da_y} > 0$
- Oversteer
  - นั่นคือเราต้องหลีกเลี่ยงในรถแข่งด้วย!
  - อย่าผสมกับโอเวอร์สเตียร์แบบเหนี่ยวนำด้วยกำลัง ระบบขับเคลื่อนล้อหลังในตัว

เราต้องเพิ่มขึ้น δ ด้วยเพิ่มขึ้น a_y เพื่อให้อยู่ในเส้นทาง.
ถ้าเราไม่ทำอะไรเลย เราจะได้วงกว้างที่มั่นคงและมีอัตราเร่งน้อยลง.



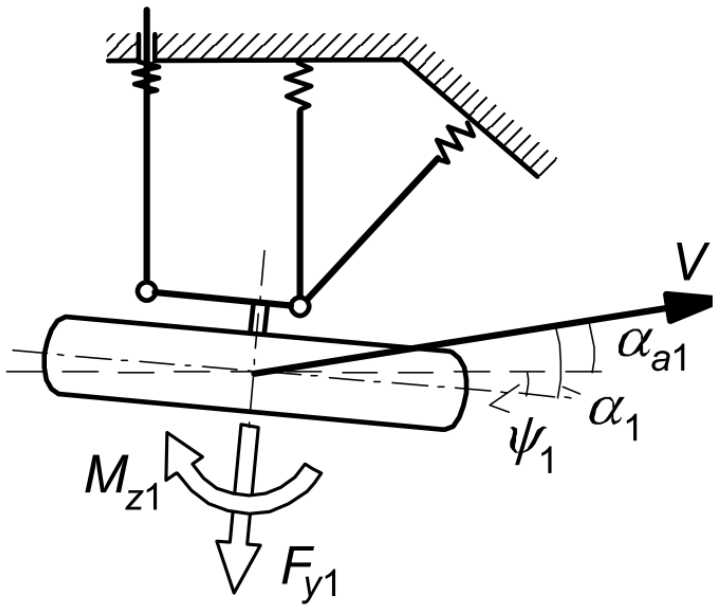
การบังคับเลี้ยวจำเป็นต้องอยู่บนวงกลมใด ๆ มิฉะนั้นจะลื่นไถล!

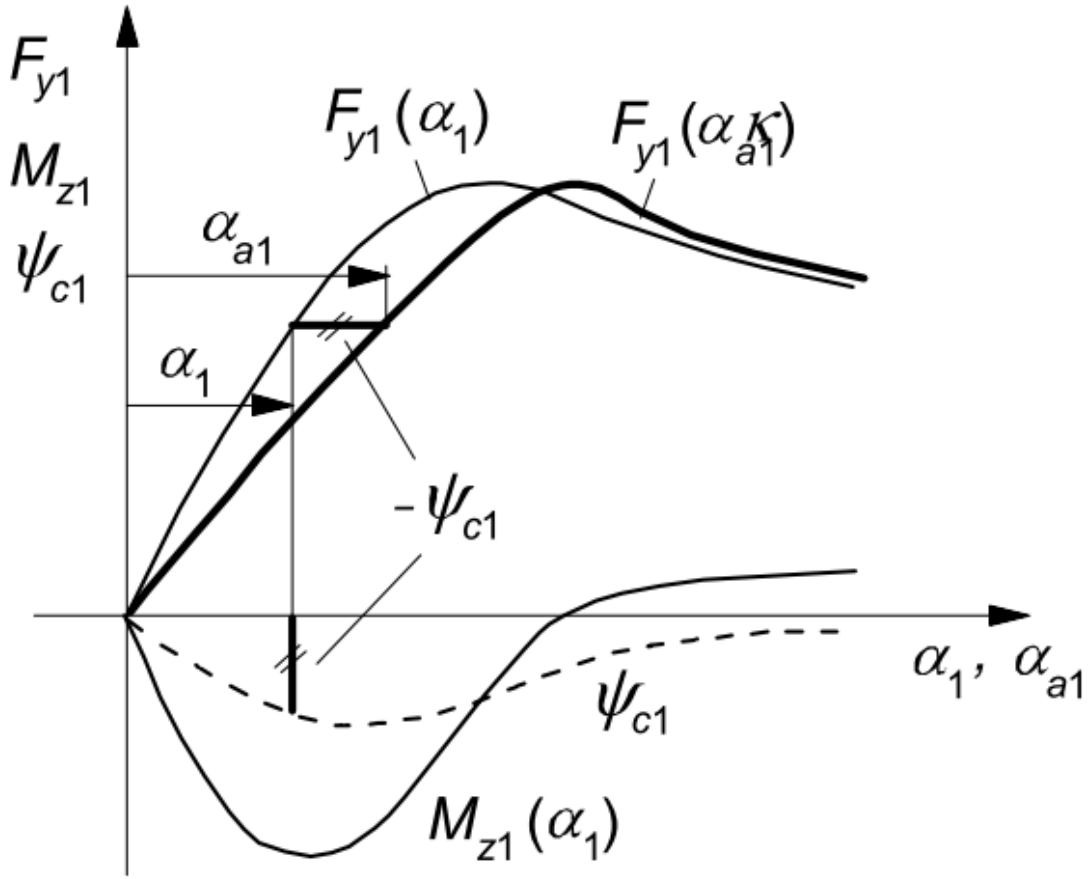
Test Facility
[www.magnasteyr.com]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

อิทธิพลของการปฏิบัติตามระบบกันสะเทือนและการบังคับเลี้ยว

- “การปฏิบัติตาม”=1/ความฝืด



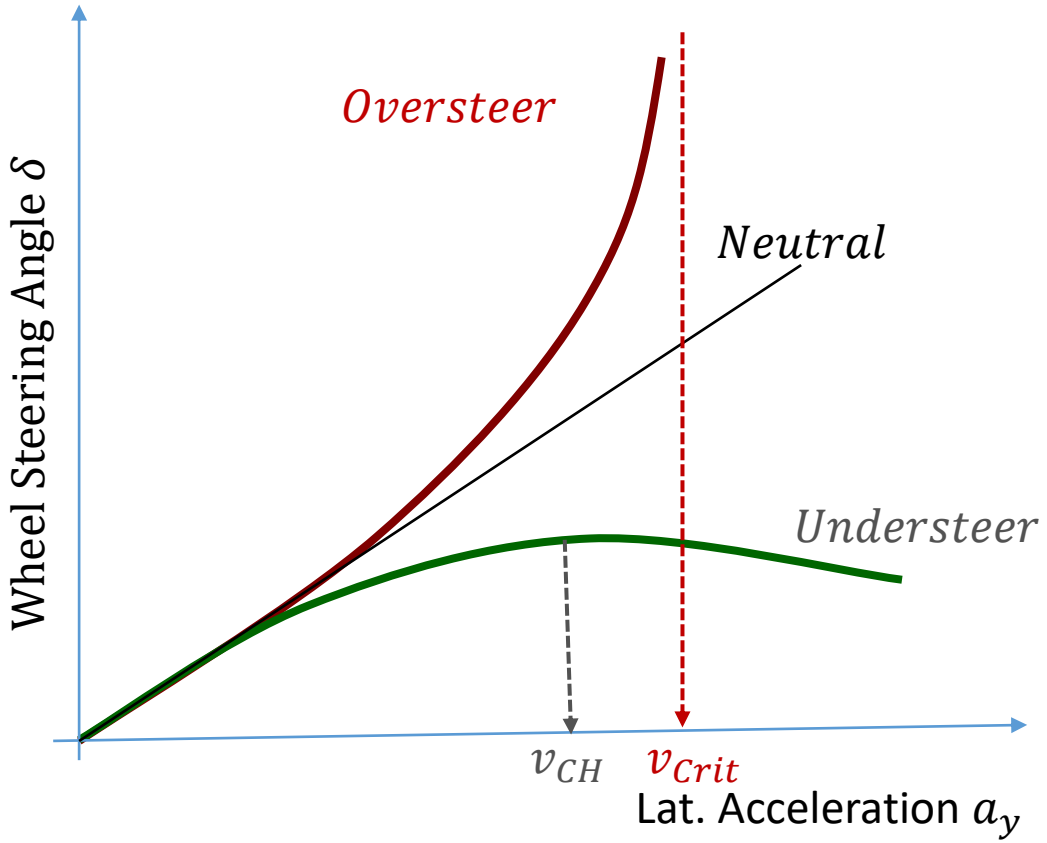


[Pacejka H.: Tyre and Vehicle Dynamics, Elsevier Amsterdam et. al. 2006]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

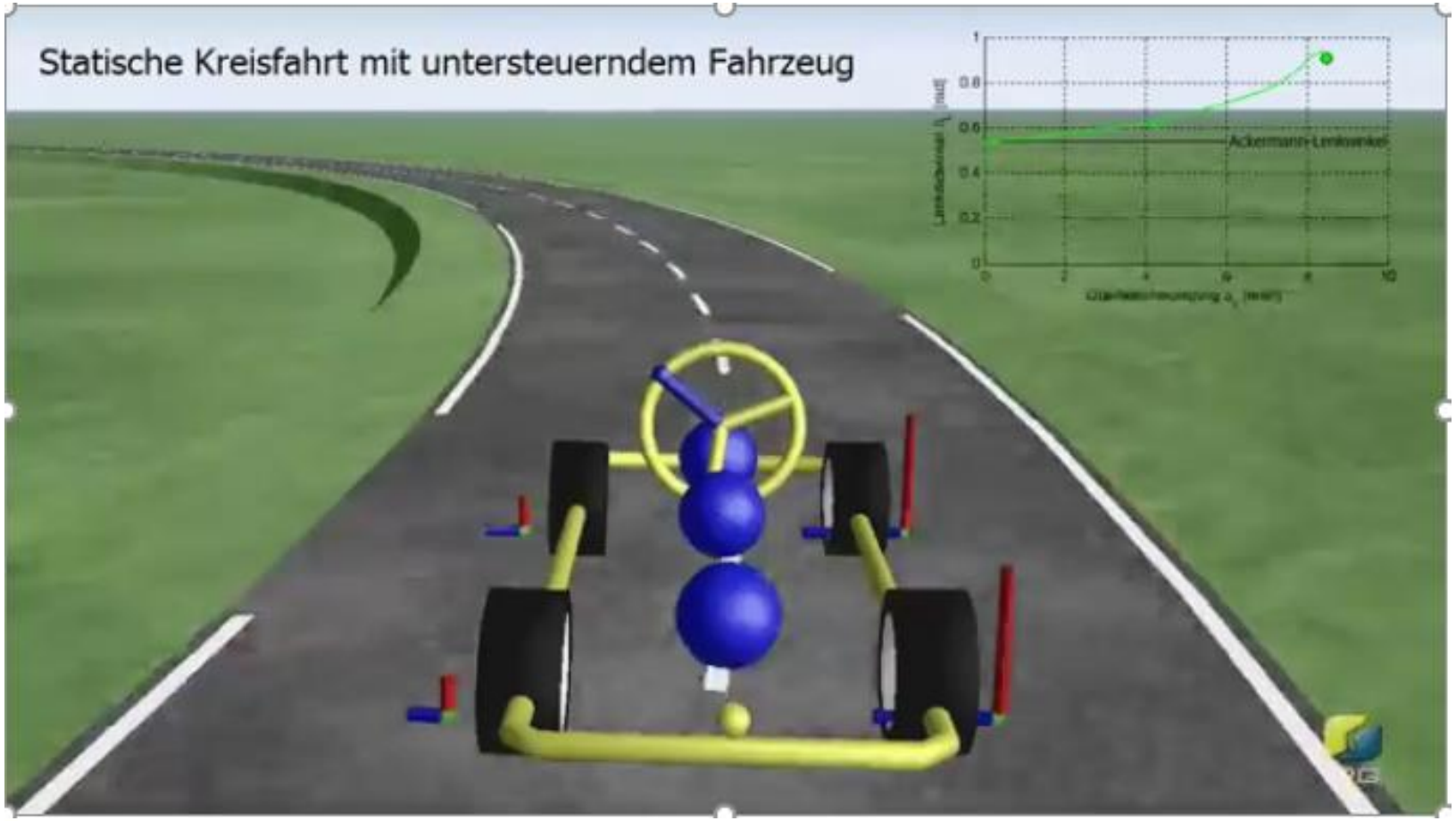
Yaw Intensification

- สภาวะคงที่ Yaw Intensification
- $\frac{\dot{\Psi}}{\delta} = \frac{v}{l_{wb} + \frac{\partial \delta}{\partial a_y} \cdot v^2}$
  - ใช้ ODE สำหรับโมเดลแทร็กเดียวเพื่อให้ได้มา
- รถบังคับ
  - มีความเร็ววิกฤต v_{crit}
- Understeering Cars
  - มีความเร็วลักษณะเฉพาะ v_{char}, ความเร็วที่ตอบสนองต่ออินพุตพวงมาลัยได้ดีที่สุด
  - 65 km/h < v_{ch} < 100km/h



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

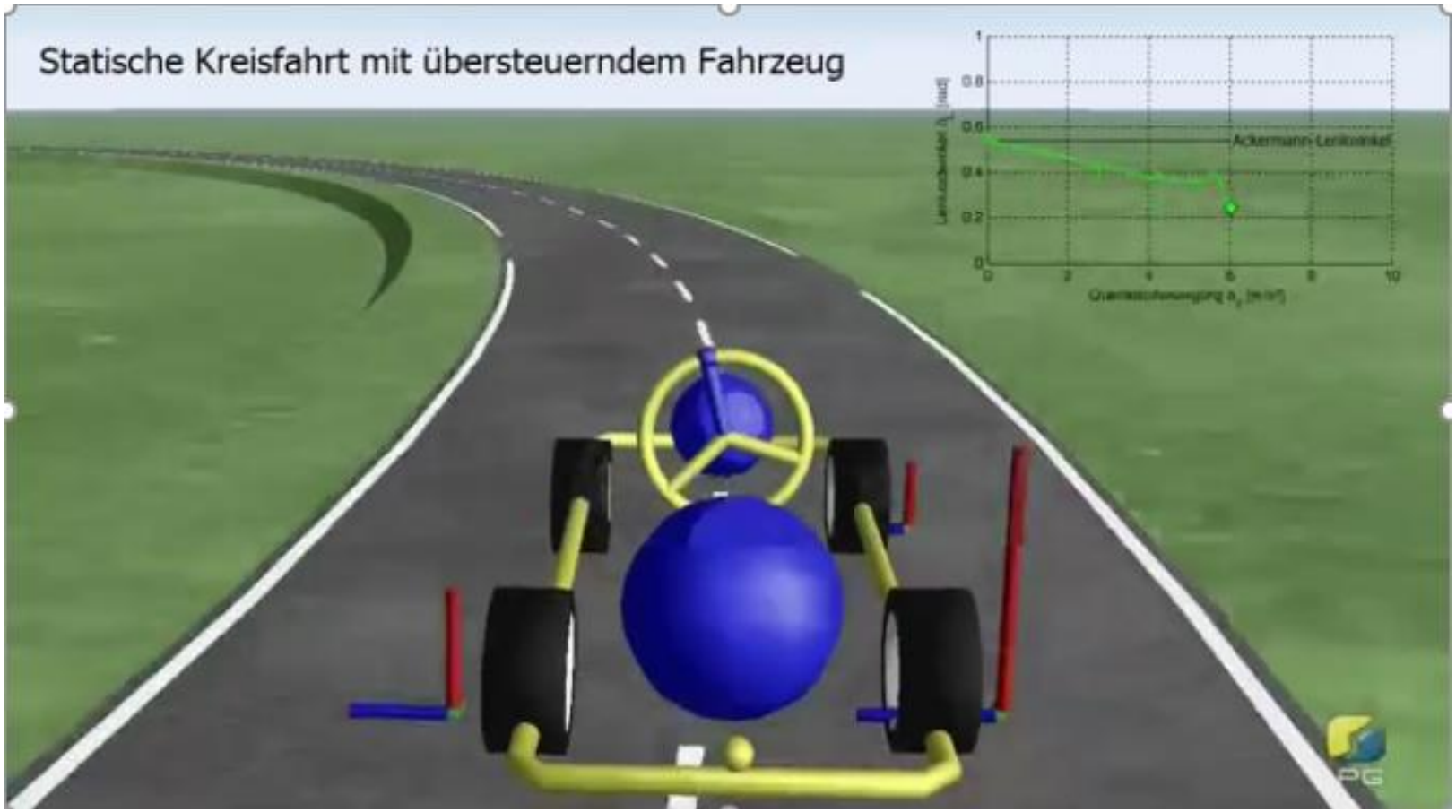
Understeer – Watch the steering wheel



https://www.youtube.com/watch?v=pWKCilizzkU&list=TLPQMjcwMTIwMjDU2sYsGCVbJA&index=2

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Oversteer – Watch the steering wheel



https://www.youtube.com/watch?v=pWKCilizzkU

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

พวงมาลัยพาวเวอร์ทำให้เกิดการโอเวอร์สเตียร์

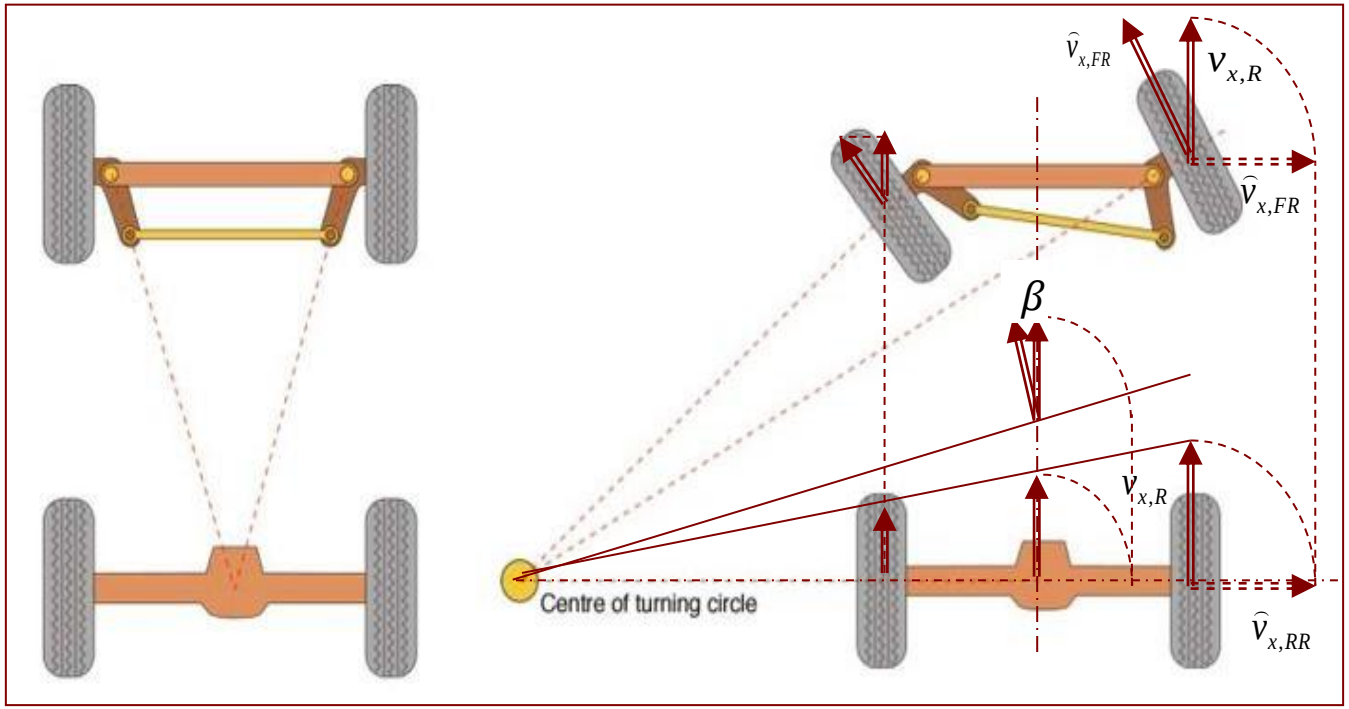
https://www.youtube.com/watch?v=shwgNV36xFA&t=4s

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

โมเดล 2 แทร็กในระนาบ x-y – ความเร็วต่ำ

$$a_y \ll 1 \rightarrow F_y \cong 0, \alpha \cong 0$$

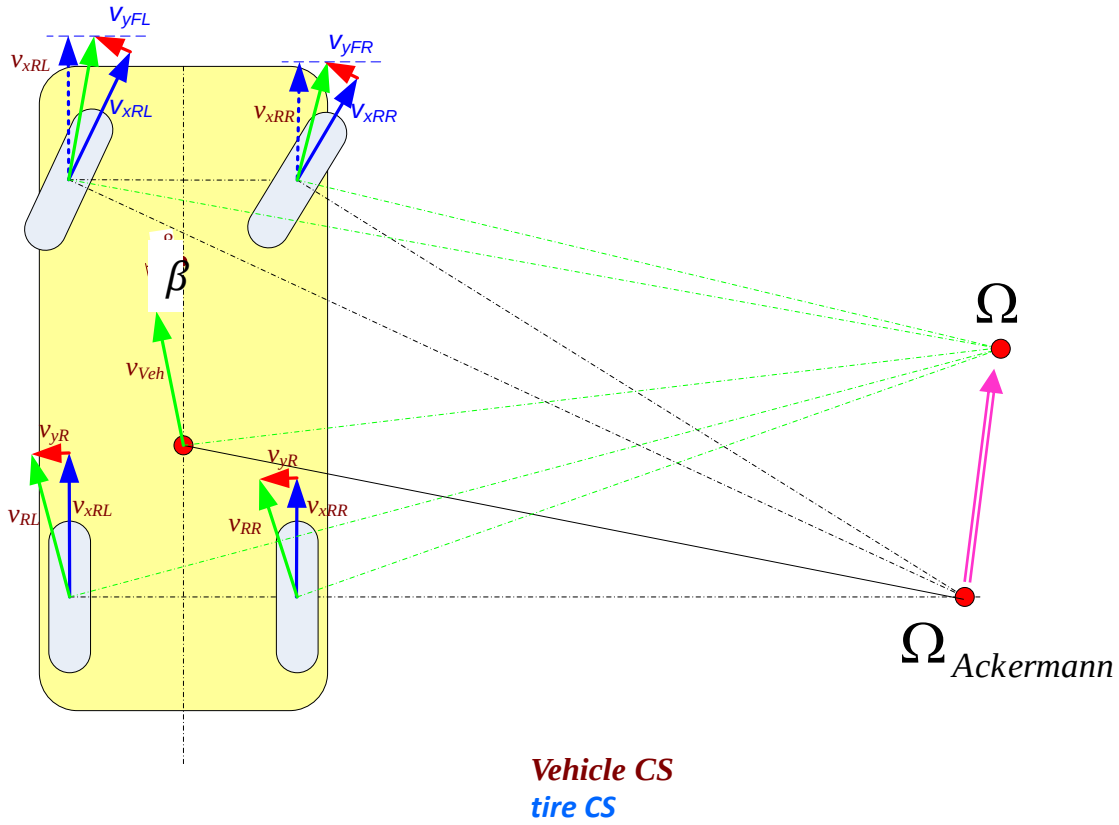
- Rudolph Ackermann
  - 1764–1834
  - พวงมาลัยรูปสี่เหลี่ยมคางหมู
  - ความเร็วยางไม่ลื่น
  - 100% Ackermann: แกนบังคับเลี้ยวที่เพลาล้อหลัง.
- ความเร็วล้อ
  - $v = r_e \omega$
  - สูงขึ้นที่ด้านนอก
  - สูงขึ้นที่ด้านหน้า
  - ความเร็วหน้าเฉลี่ย > หมายถึงความเร็วด้านหลัง
- โดยทั่วไปการแก้ปัญหา:
  - มุมบังคับเลี้ยวสูงสุดของล้อถูกกำหนดโดยพื้นที่และข้อต่อของไดรฟ์.
  - บังคับเลี้ยวที่ล้อด้านในน้อยลงเพื่อลดวงเลี้ยว.



[http://en.wikipedia.org/wiki/Image:Ackermann_New.jpg]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

โมเดล 2 รางในเครื่องบิน x-y-plane พร้อมยางกันลื่น



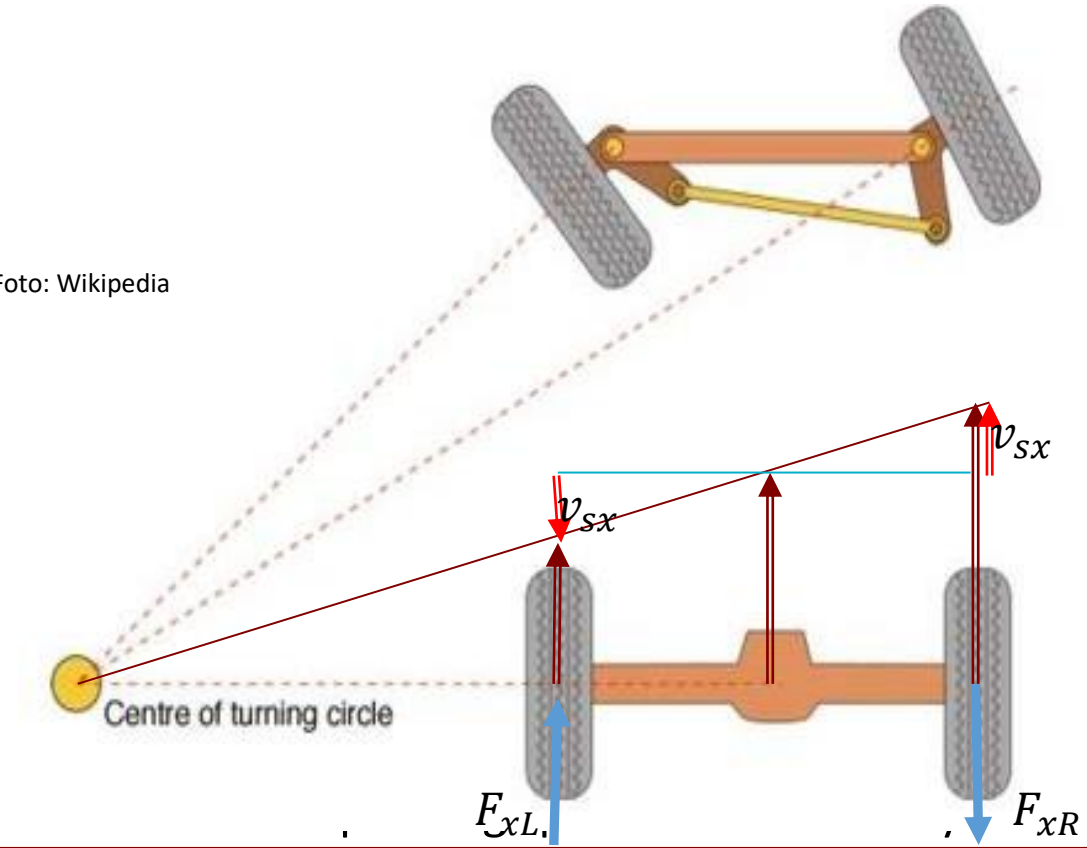
- Instantaneous center
  - เคลื่อนไปข้างหน้า
  - ที่รัศมีกว้างกว่า (if understeering)
- ความเร็วล้อ
  - ความแตกต่างสูง ซ้าย/ขวา $v_L > v_R$
    → เฟืองท้าย
  - ความแตกต่างของค่าเฉลี่ยด้านหน้าและด้านหลังน้อยกว่าเมื่อเทียบกับ Ackermann
    $\frac{v_{xFL}+v_{xFR}}{2} \approx \frac{v_{xRL}+v_{xRR}}{2}$
    → สามารถล็อคเฟืองท้ายที่ความเร็วสูงขึ้นได้.

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

ชดเชยทางถนน

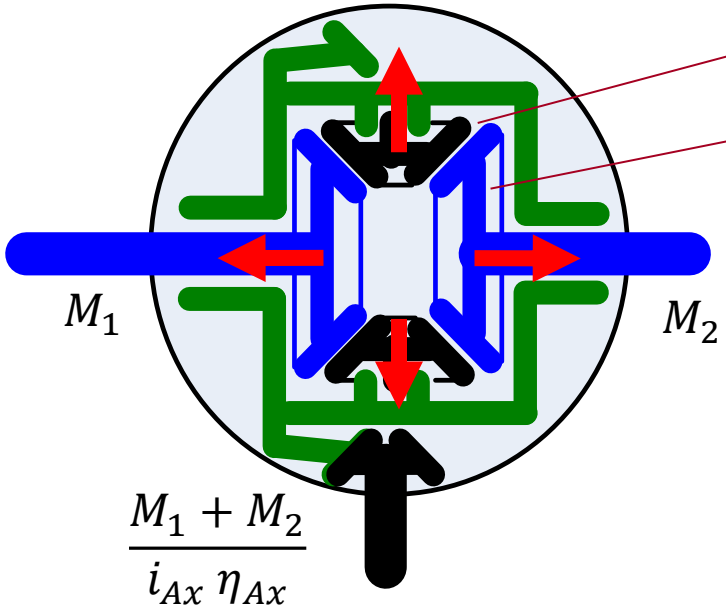
-

Foto: Wikipedia



Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

Differential



แนวแกน, แนวรัศมี: ตลับลูกปืนแบบสไลด์

Radial: *ตลับลูกปืนสไลด์หรือตลับลูกปืนเม็ดกลม*
Axial: *ตลับลูกปืนสไลด์ ตลับลูกปืนลูกกลิ้ง หรือพื้นผิวเสียดทานเพื่อเพิ่มแรงเสียดทาน*

- ปรับสมดุลความแตกต่างของความเร็ว
- แยกแรงบิด
  - เนื่องจากรัศมีของล้อฟันเฟืองทั้งสองเอาต์พุต
  - เพลา: รัศมีเดียวกัน แยก 50:50
- แรงบิดขึ้นอยู่กับแรงเสียดทาน
  - เราชอบที่จะเพิ่มแรงฉุดบน μ-Split (น้ำแข็งด้านหนึ่งของรถ)

- ไวต่อแรงบิด
  - อัตราส่วนการล็อค (Sperrgrad) (EU)
  - $S = \frac{|M_1 - M_2|}{|M_1 + M_2|}, 0 < S \leq 1$, typ. 10% - 15%
  - Torque Bias Ratio (US)
  - $TBR = \frac{\max(M_1, M_2)}{\min(M_1, M_2)}$, typ: $1 < TBR < 10$

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

What does AWD?

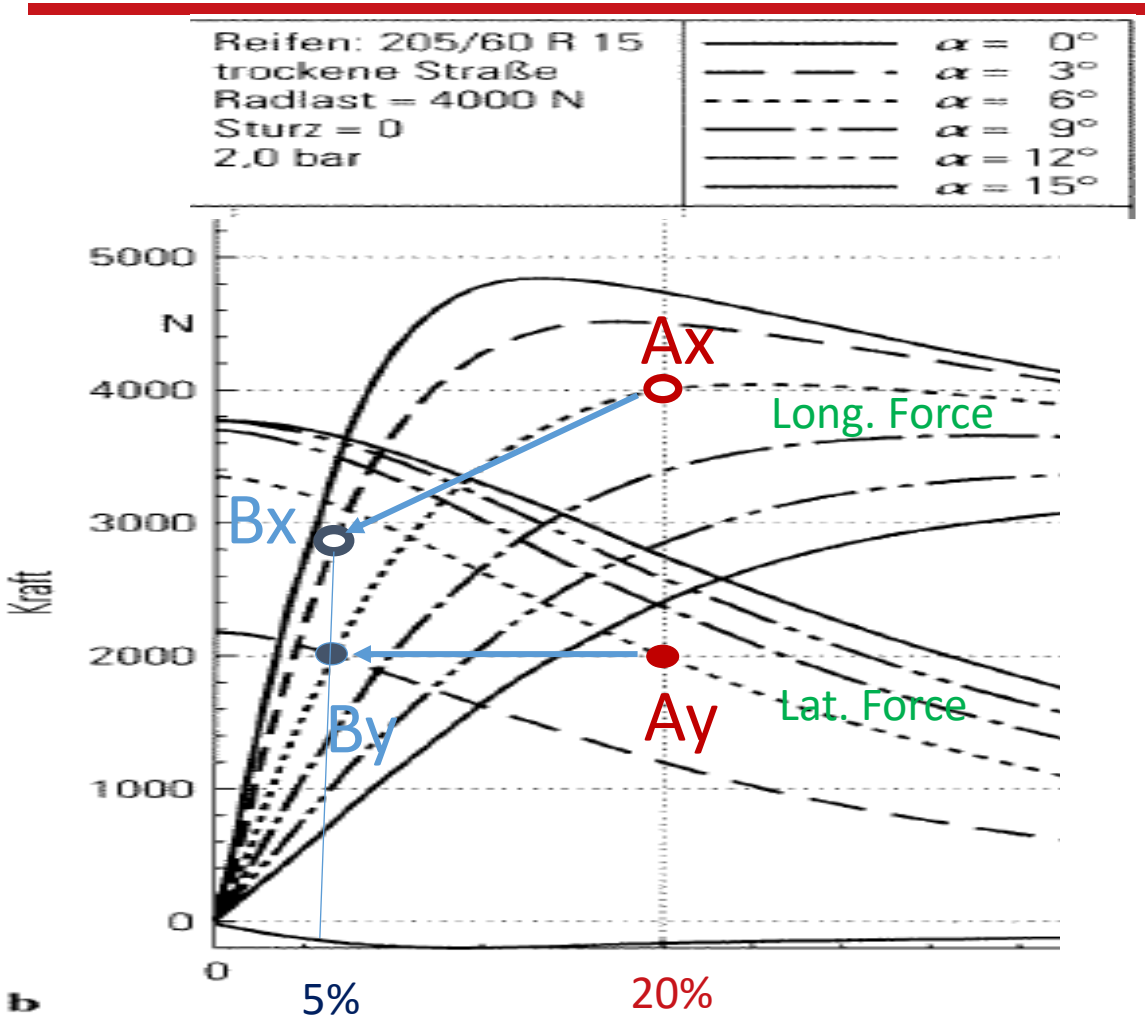


Bild schl Traction and Lateral Force vs. slip for different α

Forces, slip	A: RWD	B: AWD
F_x	4000 N	2800 N
F_y aus a_y	2000 N	2000 N
s_x	20 %	5 %
α	6°	3°

ลดแรงตามยาว

→ less long. slip

→ tire can transfer more lat. force

→ less lateral slip at same side force

AWD ส่งผลต่อมุมการลื่นของยางหน้า/หลังและการไล่ระดับ Understeer.

การถ่ายโอนน้ำหนัก:
ผู้ขับขี่รถจักรยานยนต์ทำการหยุด

(https://en.wikipedia.org/wiki/Weight_transfer)

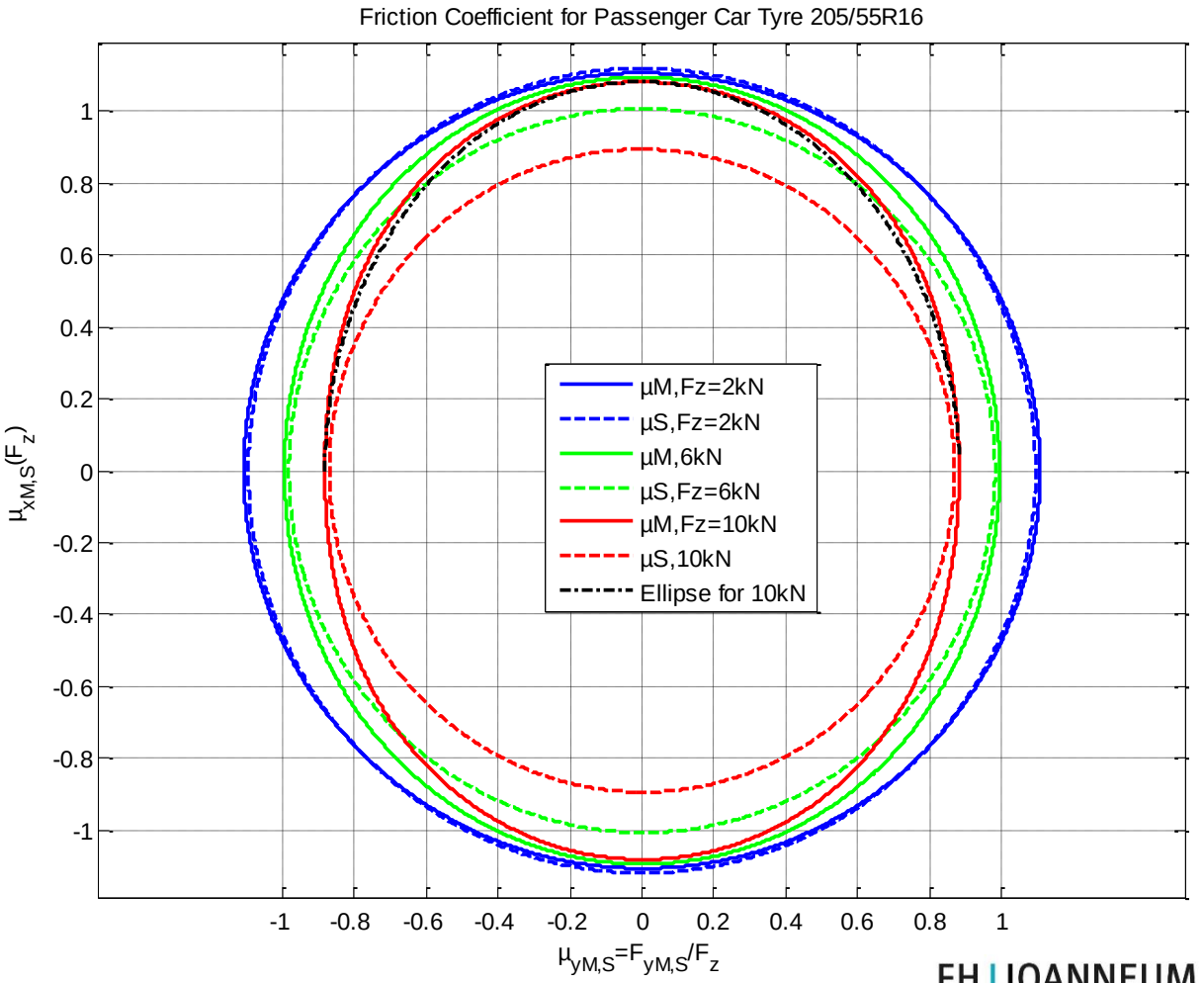
Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

แรงเสียดทานขึ้นอยู่กับ $\mu_{m,s}(F_z)$

- เราคลาย μ ด้วยภาระที่เพิ่มขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งในทิศทางด้านข้าง!
- ขับรถเลี้ยว:
  - “คุณสูญเสียที่ด้านในมากกว่าที่คุณได้รับจากภายนอก”
- เราต้องรู้การกระจายน้ำหนักของล้อซ้าย/ขวา เพื่อทราบค่าศักย์ไฟฟ้าด้านข้างของเพลาและการลื่นไถลด้านข้าง.

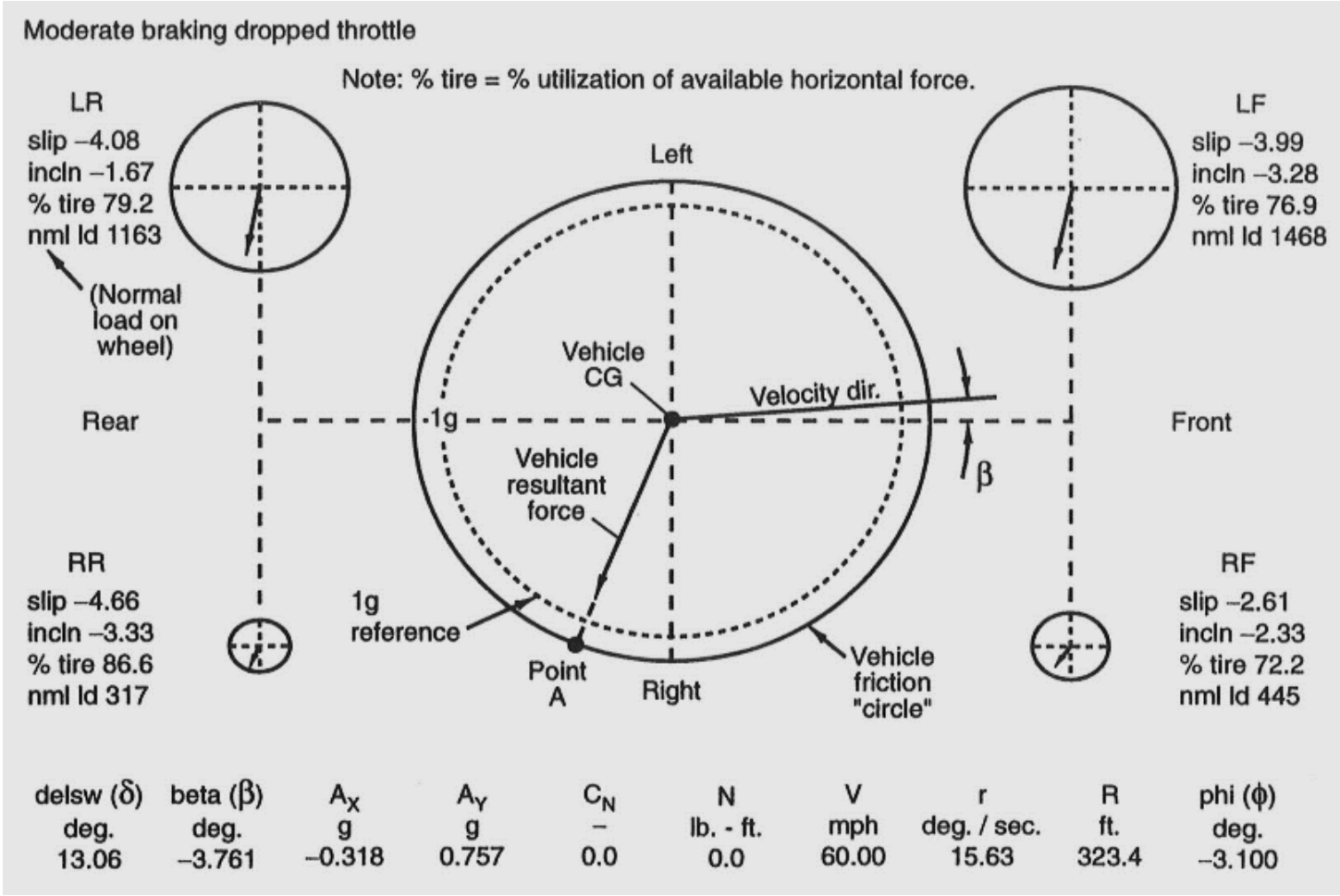
$\mu M = \frac{F^M}{F_z}$ .. แรงเสียดทานสูงสุด

μS.. ค่าสัมประสิทธิ์ความฝืดเลื่อนของยางรถยนต์โดยสาร ผลลัพธ์ของ TM-Easy



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

แรงลมยางที่ล้อแต่ละล้อขณะเข้าโค้งและ g-g-diagram



Rouelle C.: Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car Design & Development, www.optimum.com

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

โหลดล้อ @ รถสามล้อ

- $\sum M_y = 0$
  - สำหรับเพลาหน้า / หลัง
  - $\sum M_x = 0$
  - โมเมนต์ม้วนจะกระจายโดยเพลาหน้าเท่านั้น

ใช้สมการคงที่เพื่อกำหนดน้ำหนักของล้อ.

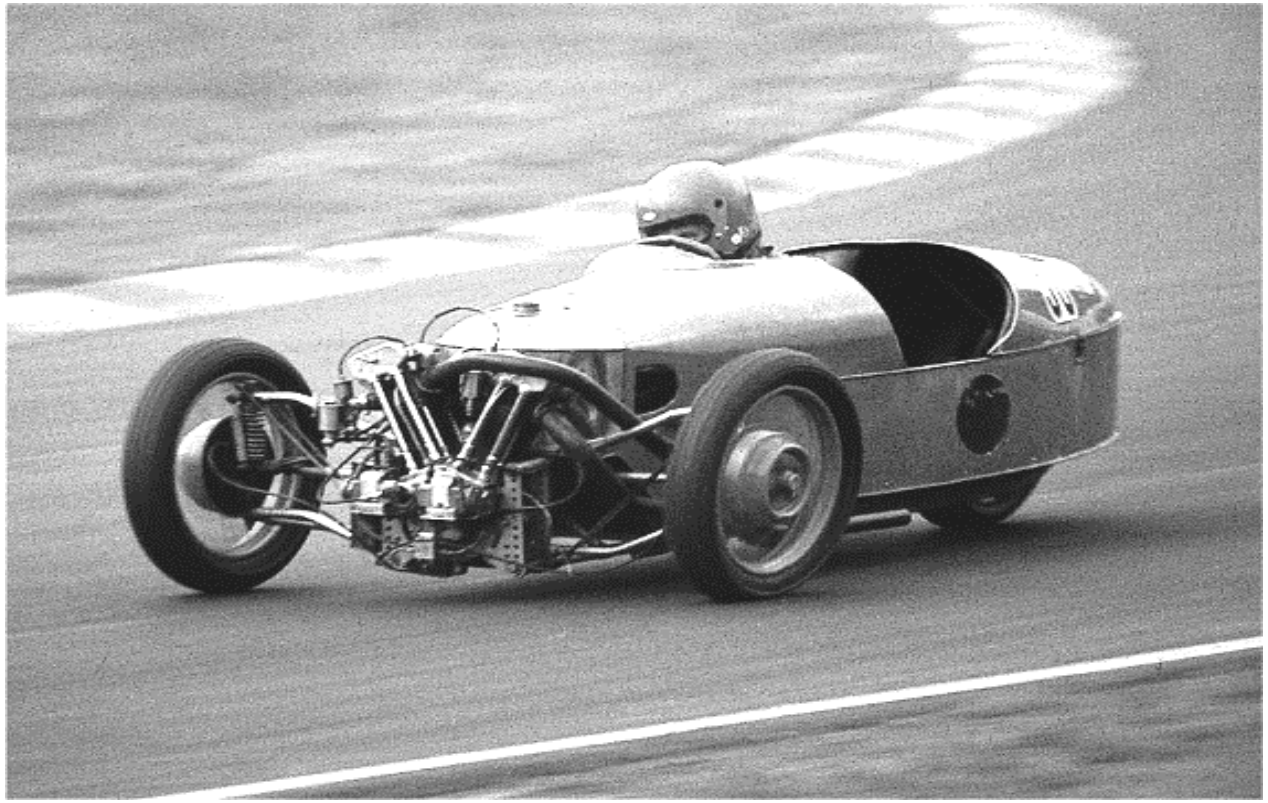


Figure 1: Morgan Three-Wheeler, MY 1932 (Wikipedia)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

FH JOANNEUM University of Applied Sciences
Dr. Karl Reisinger

รถแทรกเตอร์มีข้อต่อบานพับที่เพลาหน้า

Quelle: Deutsche Fotothek

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

Dr. Karl Reisinger

การถ่ายโอนน้ำหนักรวมด้านข้าง: หน้า+หลังในผลรวม

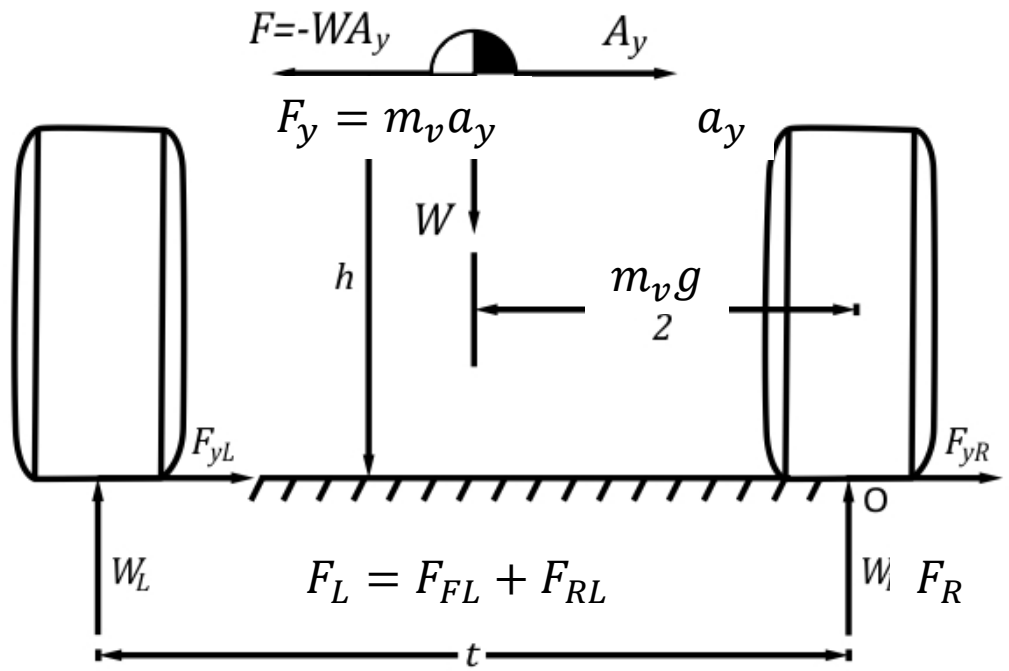
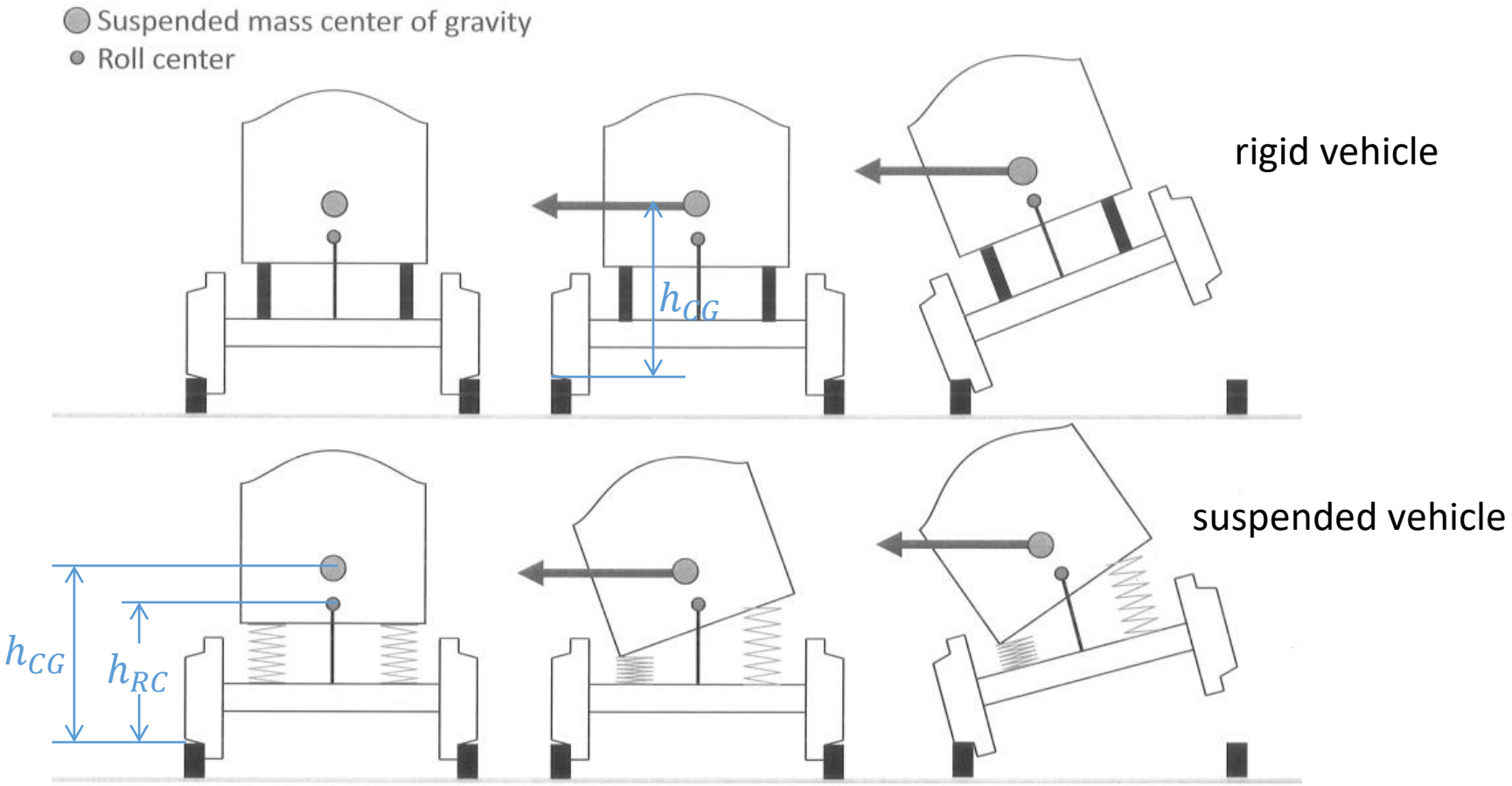


Figure 1. Free body diagram of a car, rear view.

(http://racingcardynamics.com/weight-transfer/)

- $F_{L,R} = m_v \left[\frac{g}{2} \pm \frac{h_{CG}}{t} a_y\right]$
- tip over if $F_R < 0$
- อิทธิพลของการระงับในสถานะคงตัว: ไม่มี! (except camber)
- ผลรวมของการถ่ายน้ำหนักด้านหน้าและด้านขวาขึ้นอยู่กับอัตราส่วนความสูง CG เหนือถนนต่อความกว้างของราง, $\frac{h_{CG}}{t}$
- แต่เราสามารถเลือกอัตราส่วนน้ำหนักหน้า-หลัง ให้ส่งผลต่อไดนามิกของรถได้.

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

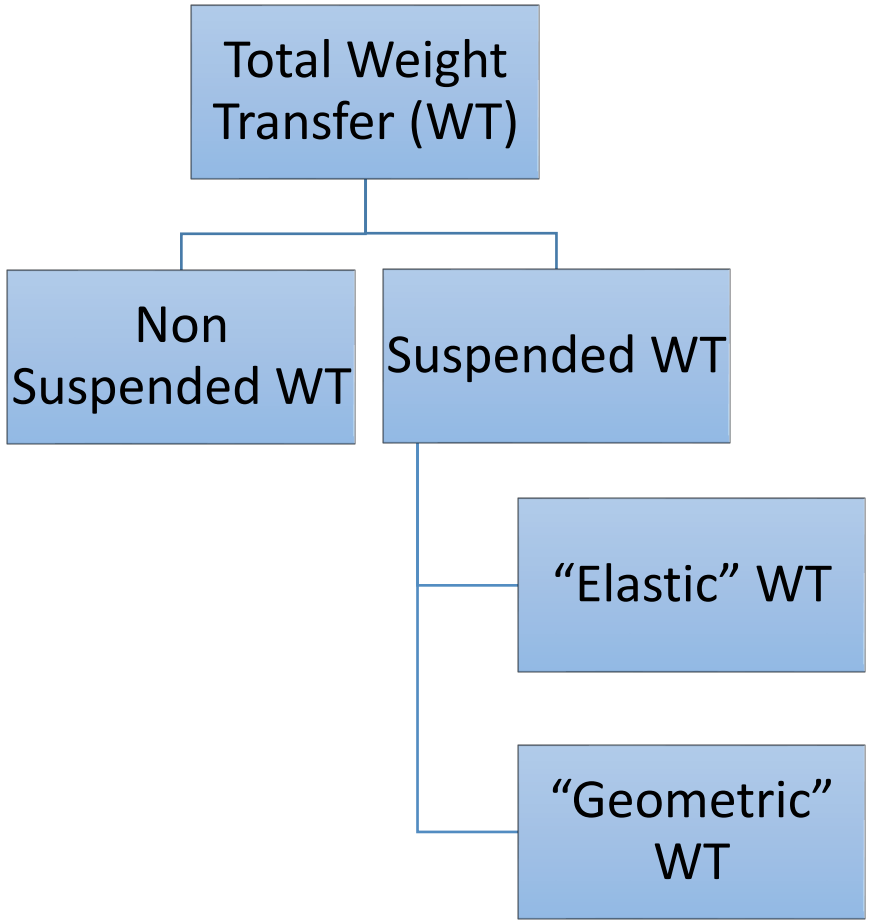


WT of suspended mass and non suspended mass

$m_{SM} \cdot a_y \cdot h_{CG}$ makes the car flipping over

การถ่ายโอนน้ำหนักด้านข้าง

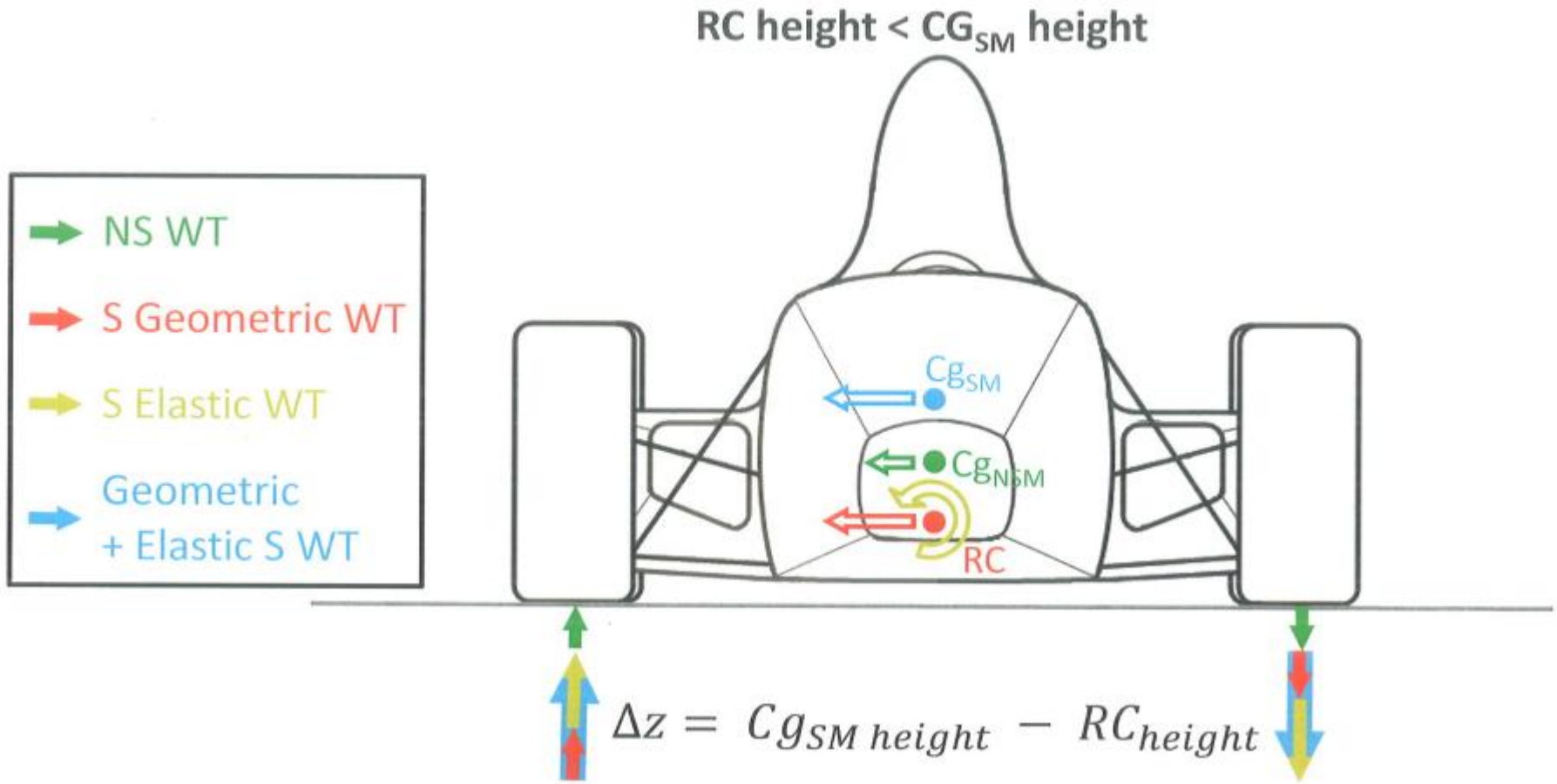
- ปัญหา
  - 4 ล้อส่งปัญหาที่กำหนดไว้แบบคงที่.
  - พิจารณาการเสียรูปเพื่อแก้.
  - ส่วนประกอบต่าง ๆ ถูกระงับโดยสปริงที่แตกต่างกัน
    - ล้อ, hub, … → ยาง
    - chassis → suspension + tire
    - influence of roll centre (RC)?
- เข้าใกล้
  - เราถือว่าระบบเชิงเส้น
  - ดังนั้นเราจึงสามารถซ้อนสาเหตุเดียวได้
  - แบ่งเป็น
    - Non Suspended WT → tire, wheel, ½ suspension
    - Elastic WT → chassis mass rotating about RC
    - Geometric WT → chassis mass applied at RC



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

see also: Rouelle C.: Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car Design & Development, www.optimum.com

ด้านข้าง WT และ CG's



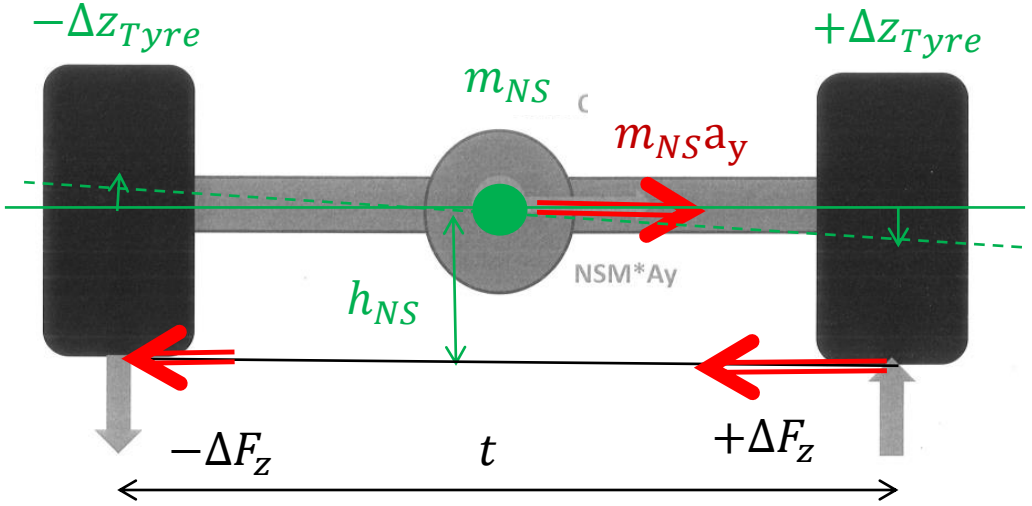
(Claude Rouelle, Optimum G)

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

Non Suspended WT

- actually tyre suspended WT
- แยกเป็นเพลาหน้าและเพลาหลัง
- ความฝืดของเพลา
- $$c_{roll} = \frac{M_x}{\varphi_x} = \frac{2\,\Delta F_z \frac{t}{2}}{\frac{\Delta z_{Tyre}}{\frac{t}{2}}} = \frac{t^2}{2} c_z$$
- ความฝืดสูง
  → quick WT
- No ARB-influence
- $$\Delta F_{z,NS} = \frac{M_{NS}}{t} = \frac{h_{NS}\, m_{NS}}{t} a_y$$

- e.g. Rigid Axle



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

WT of suspended mass and non suspended mass II

- Non Suspended WT

$$\Delta F_{z,NS} = \frac{h_{NS}}{t} m_{NS} a_y$$

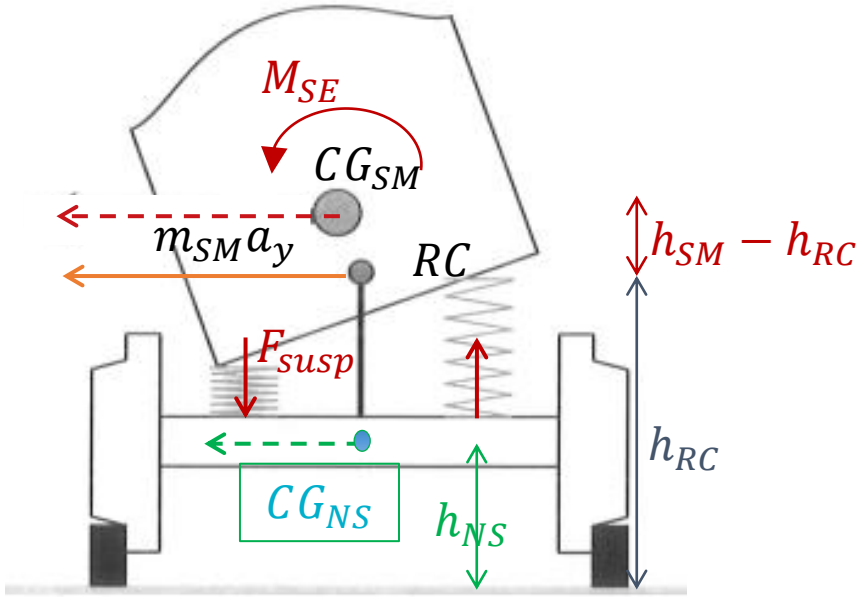
- „Geometric“ WT

$$\Delta F_{z,SG} = \frac{h_{RC}}{t} m_{SM} a_y$$

- „Elastic“ WT

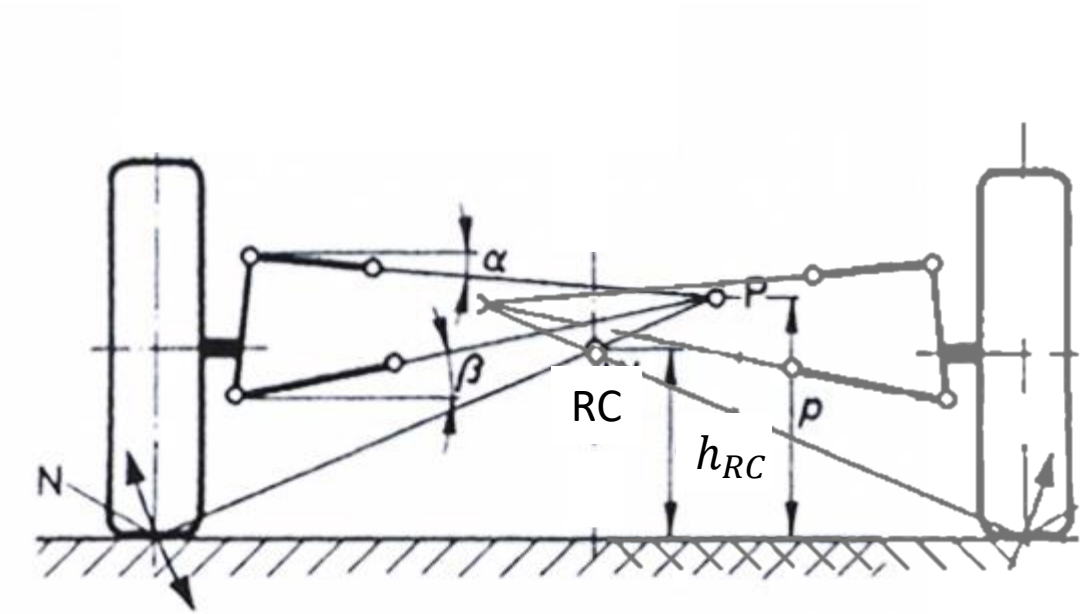
$$\Delta F_{z,SE} = \frac{h_{SM} - h_{RC}}{t} m_{SM} a_y$$

- Non Suspended WT และ Geometric WT ทำงานได้อย่างรวดเร็ว, Elastic WT ทำงานช้าลง, ระบบกันสะเทือนต้องปิดลง.



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Wheel Suspension: Roll Centre

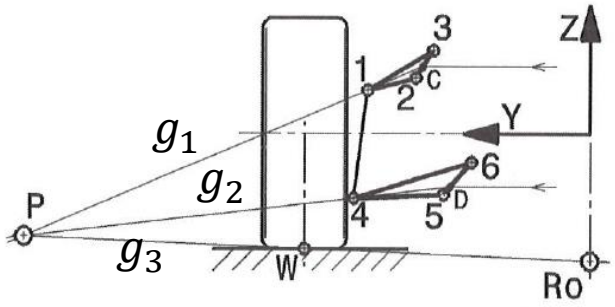


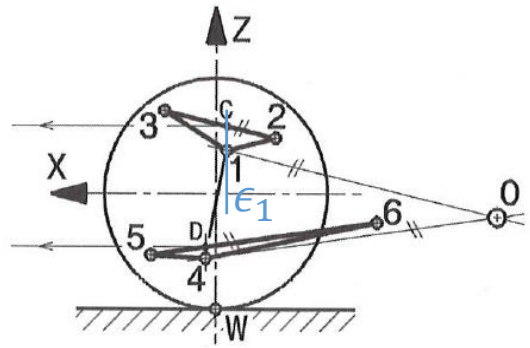
1. Connect instant centre of motion of the wheel relative to chassis with the contact point on left side
2. do same at right side
3. we get the Roll Centre at the intersection of the lines above (is not at y=0 in turns due to roll motion and asymmetry in the suspension!)

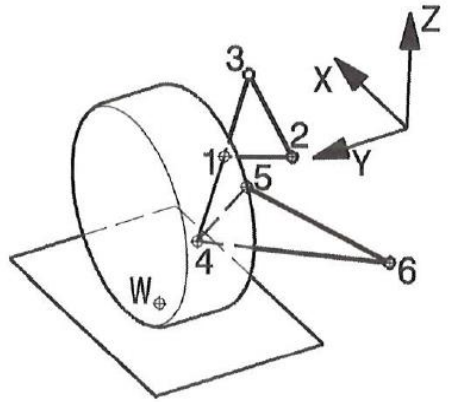
Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Roll Center Ro ของ Double A-Arm พร้อม Anti-Feature

1. จุด C: ตัดแกน $\overline{23}$ ด้วยระนาบ ϵ_1 ระนาบขนานกันถึง 1
2. โครงการ C และ 1 ไปยังระนาบ z-y-ขนานผ่านศูนย์ล้อและเชื่อมต่อจุดเหล่านี้ด้วยเส้น g_1.
3. จุด D: ตัดแกน $\overline{56}$ กับระนาบระนาบ ขนานกับ 4
4. โครงการ D และ 4 ถึงระนาบแนวขนาน z-y-ผ่านศูนย์กลางล้อและเชื่อมต่อจุดเหล่านี้ด้วยเส้น g_2.
5. จุดตัดของ g_1 และ g_2 ให้จุดศูนย์กลาง P ทันทีสำหรับการเคลื่อนล้อด้วยตัวถังคงที่.
6. เชื่อมต่อ P กับศูนย์กลางของการพิมพ์ W (= จุดตัดของระนาบศูนย์กลางล้อ) เพื่อรับ g_3.
7. ตัด g_3 ด้านซ้ายและขวาเพื่อรับ Ro.







Konstruktion Rollzentrum Ro

1. Seitenansicht: Punkte C und D = Schnittpunkte der Drehachsen $\overline{23}$ bzw. $\overline{56}$ mit der Senkrechten (Parallele zu Z-Achse) durch 1 bzw. 4.
2. Rückansicht: Querpol P = Schnittpunkt der Verbindungsgeraden $\overline{C1}$ und $\overline{D4}$.
3. Rückansicht: Rollzentrum Ro = Schnittpunkt der Verbindungsgeraden $\overline{PW}$ mit der Fahrzeugmittelebene.

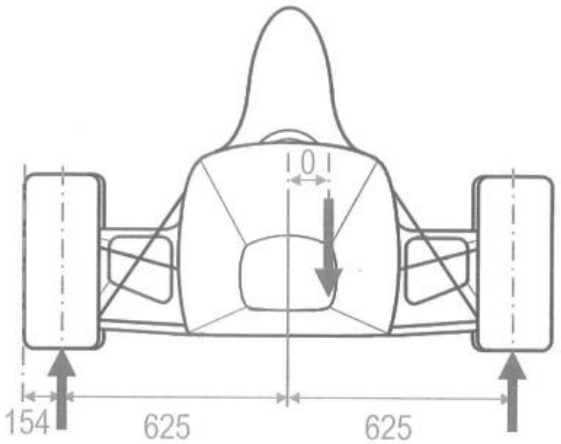
Konstruktion Nickpol 0

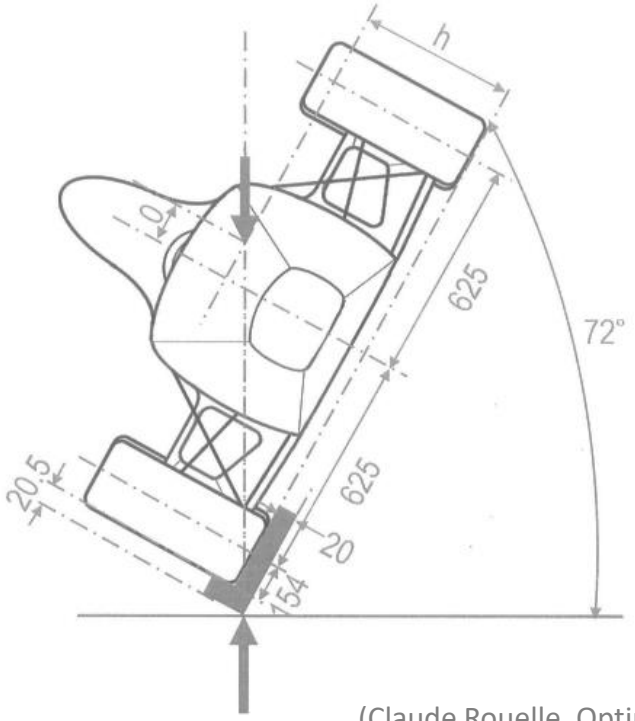
Seitenansicht: 0 = Schnittpunkt der Parallelen zu $\overline{23}$ durch 1 und der Parallelen zu $\overline{56}$ durch 4.

(Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, Vieweg+Teubner 2008)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Find the exact CoG





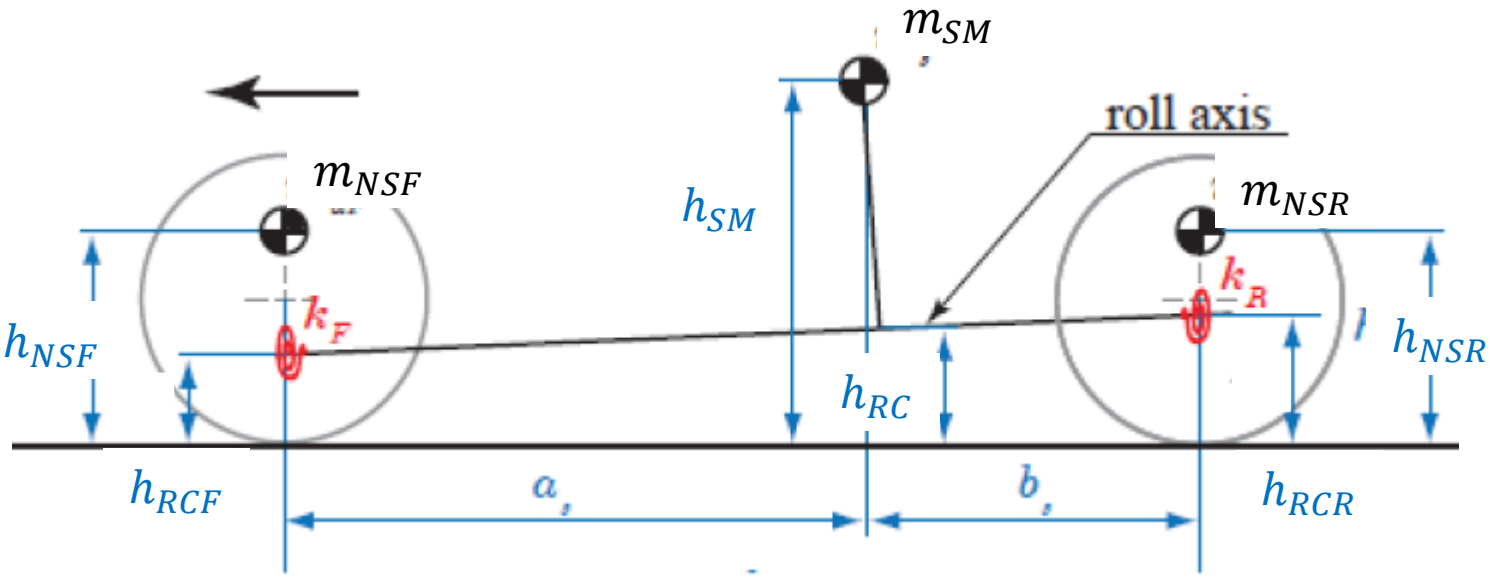
(Claude Rouelle, Optimum G)

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

FH JOANNEUM
University of Applied Sciences
Dr. Karl Reisinger

การถ่ายโอนน้ำหนักแบบยืดหยุ่น

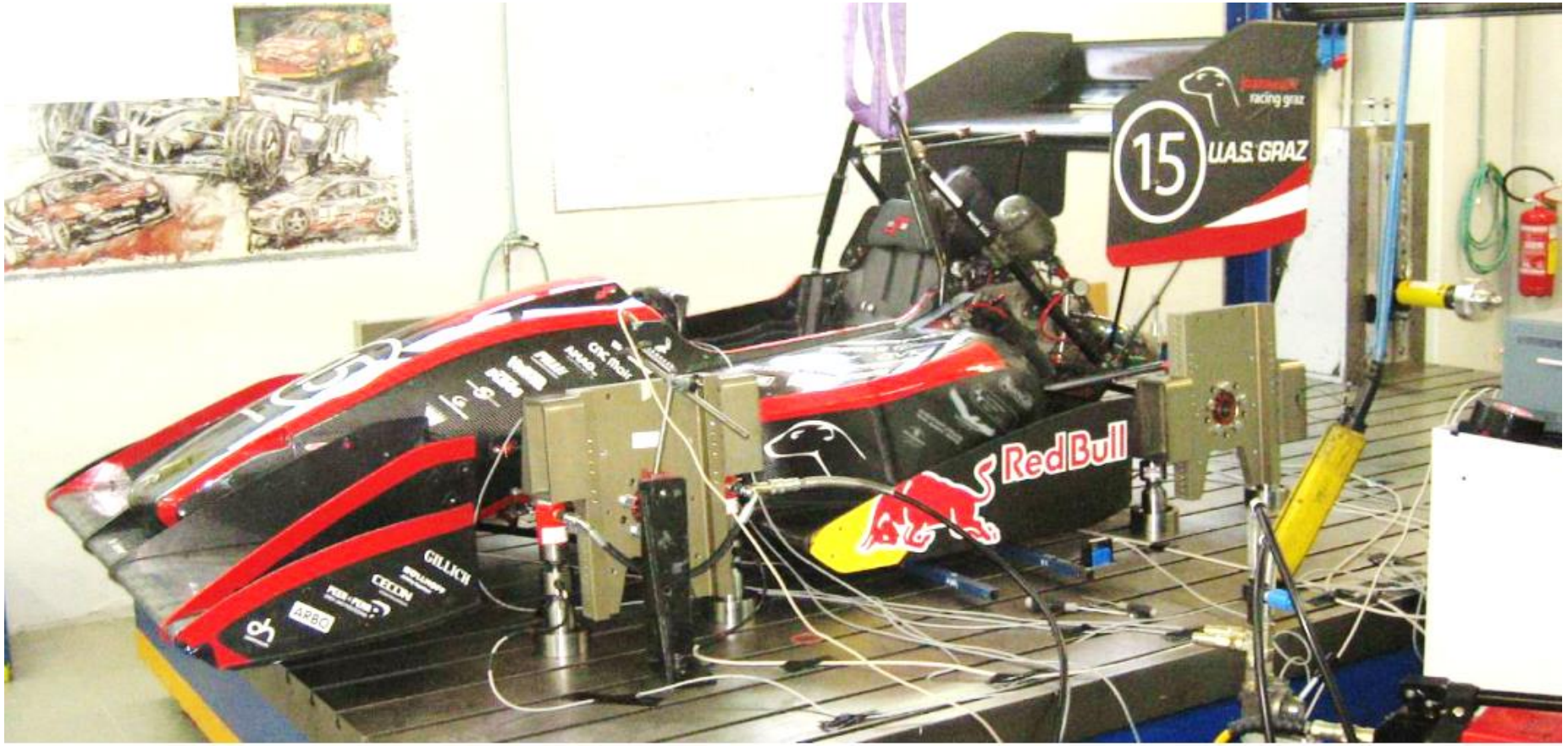
- แกนหมุนของแชสซี: RC ด้านหน้าไปด้านหลัง RC
- แรงเฉื่อย $F_{ySM} = m_{SM} \cdot a_y$ ใช้ใน CG_{SM}
- has an arm $(h_{SM} - h_{RC})$
- ส่วนยืดหยุ่นของโมเมนต์ม้วน $m_{SM} a_y (h_{SM} - h_{RC})$ รองรับด้านหน้าและด้านหลังตามข้อกำหนด.



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Measurement of Chassis Compliance

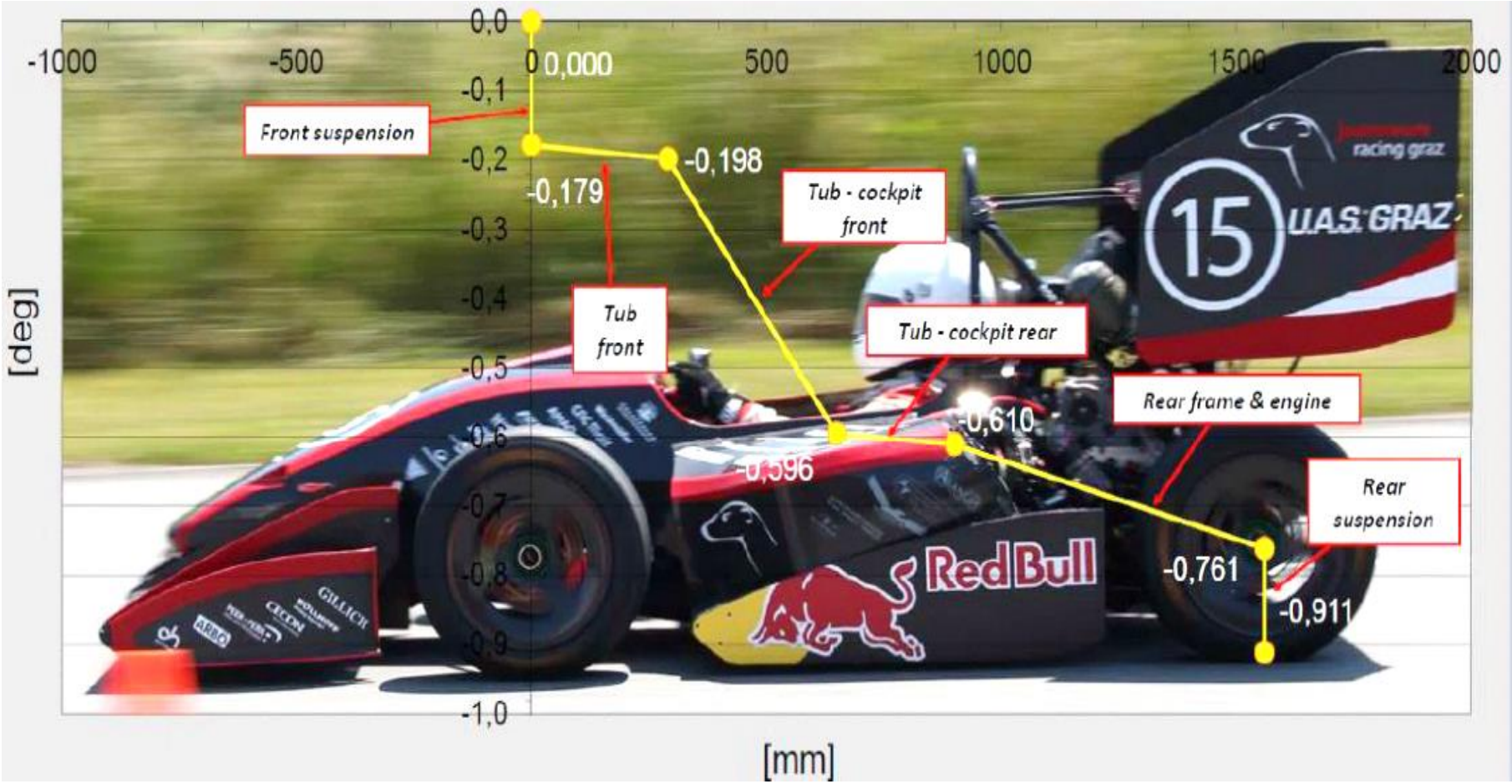
ติดตั้งบนขอบล้อแข็ง และระบบกันสะเทือนบล็อก!



(Kottnig G., Summer A.: Parameter of compliance, Seminar thesis AVD, 2015)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Chassis Compliance UAS FS15



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

(Kottnig G., Summer A.: Parameter of compliance, Seminar thesis AVD, 2015)

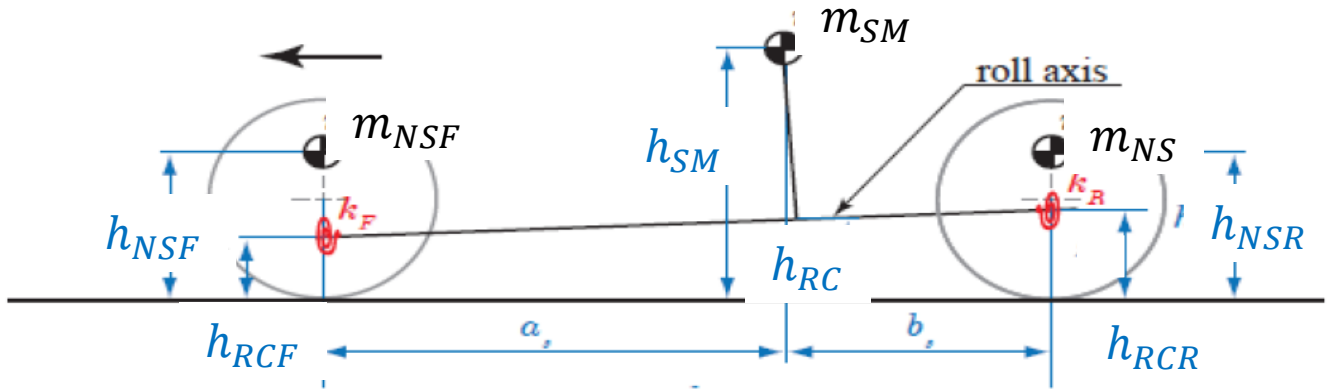
สปริงบิดแบบอนุกรมและขนาน

"ยืดหยุ่น" ม้วนไปด้านหน้า

- Spring1F:
  การปฏิบัติตามข้อกำหนดของแชสซีจาก CG ไปด้านหน้า
- Spring 2F: ความฝืดของช่วงล่าง + เป็นไปตามข้อกำหนด
- Spring 3F: ยางหน้า $c_{roll} = \frac{t^2}{2} c_z$

โมเมนต์หมุน “ยืดหยุ่น” ไปทางด้านหลัง

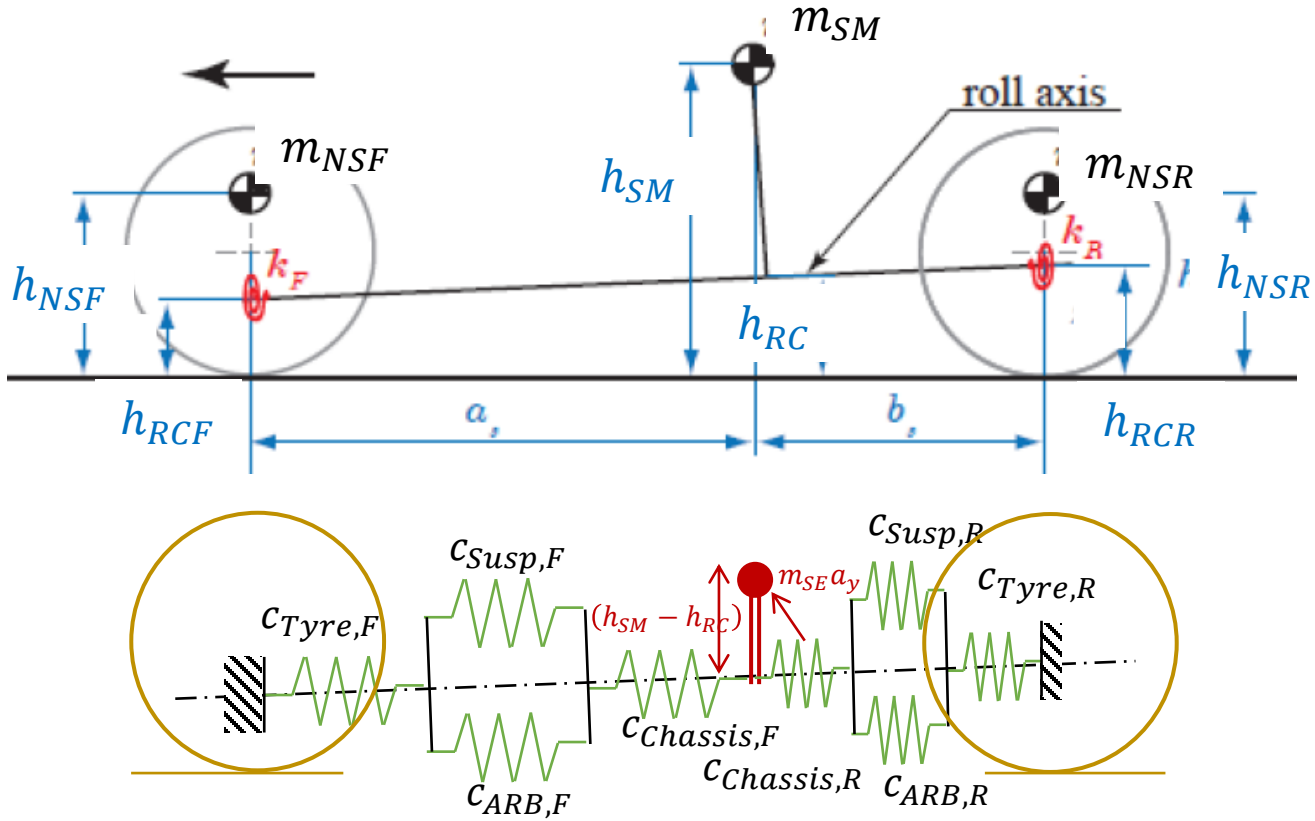
- Spring 1R: Chassis Compliance to rear
- Spring2R: ช่วงล่างด้านหลังทั้งหมด
- Spring3R: rear tyres



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การกระจายช่วงเวลาม้วนยางยืด

- การเชื่อมต่อแบบขนานของสปริง
- ผลรวมของความแข็ง
- $$c_{parallel} = \sum_i c_i$$
- การเชื่อมต่อแบบสปริง
- สรุปการปฏิบัติตาม
- $$\frac{1}{c_{series}} = \sum_i \frac{1}{c_i}$$



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การกระจายโมเมนต์ม้วนเรขาคณิต

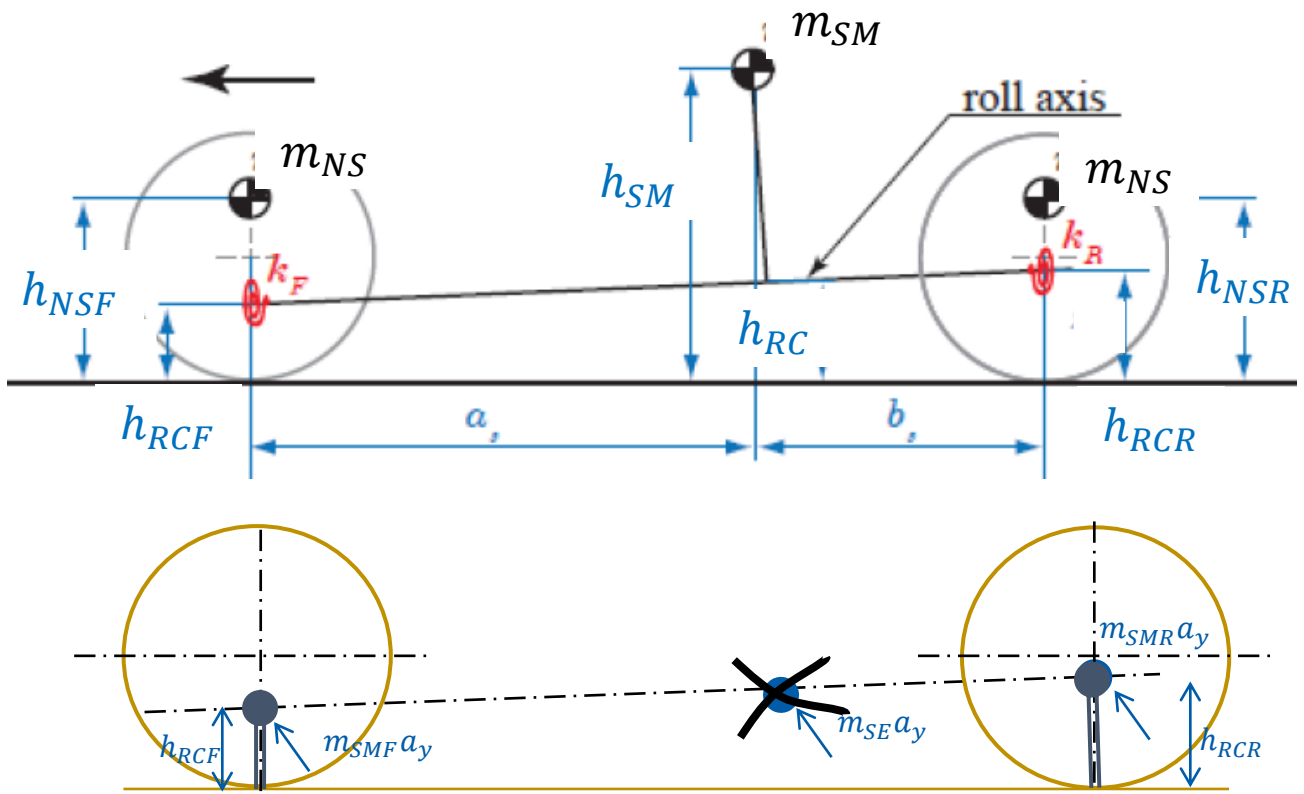
- ส่วนเรขาคณิตไม่สร้างโมเมนต์รอบแกนม้วน

→ กฎของคันโยกให้แบ่งเป็นด้านหน้าและด้านหลัง

$$m_{SMF} = \frac{b_S}{a_S + b_S} m_{SM}$$

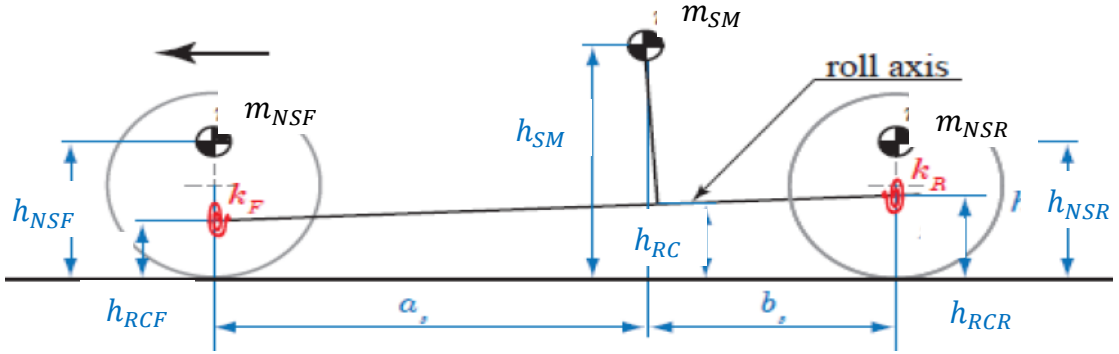
$$m_{SMR} = \frac{a_S}{a_S + b_S} m_{SM}$$

- จัดการเหมือน NSM



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การบ้านครั้งที่ 2: ถ่ายน้ำหนัก



ต้องการ:

- กำหนดการถ่ายโอนน้ำหนัก ΔF_{zay} สำหรับ $a_y = 1\frac{m}{s^2}$ ของล้อหน้าด้านในและด้านนอก.
- กำหนดการถ่ายโอนน้ำหนัก ΔF_{zax} สำหรับ $a_x = 1\frac{m}{s^2}$ การเร่งความเร็วของล้อหน้าและล้อหลัง.

- The suspended mass $m_{SM} = 220\ kg$. It's CG is $a = 1.2\ m, b = 0.8m,\ h_{SM} = 0.25\ m,$.
- Front and rear suspensions are similar. The mass of 2 wheels, wheel hubs, half of suspensions is $m_{NS} = 30$ kg. It's CG is located at $h_{NS} = 0.25$ m.
- The roll axis is determined by $h_{RCF} = 0.05\ m, h_{RCR} = 0.1\ m$. Front and rear track width is $s = 1.5\ m$.
- The compliance for roll motion is described by the stiffness' of front suspension $c_{suspF} = 3000\ \frac{Nm}{rad}$, rear suspension $c_{suspR} = 3500\ \frac{Nm}{rad}$,chassis to front $c_{chassisF} = 80000\ \frac{Nm}{rad}$, chassis to rear $c_{chassisR} = 160000\ \frac{Nm}{rad}$. There is one front anti roll bar with a stiffness of $c_{ARBF} = 20000\ \frac{Nm}{rad}$ and no rear stabilizer bar. The tyre stiffness $c_{tz} = 100\frac{kN}{m}$.

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Solution

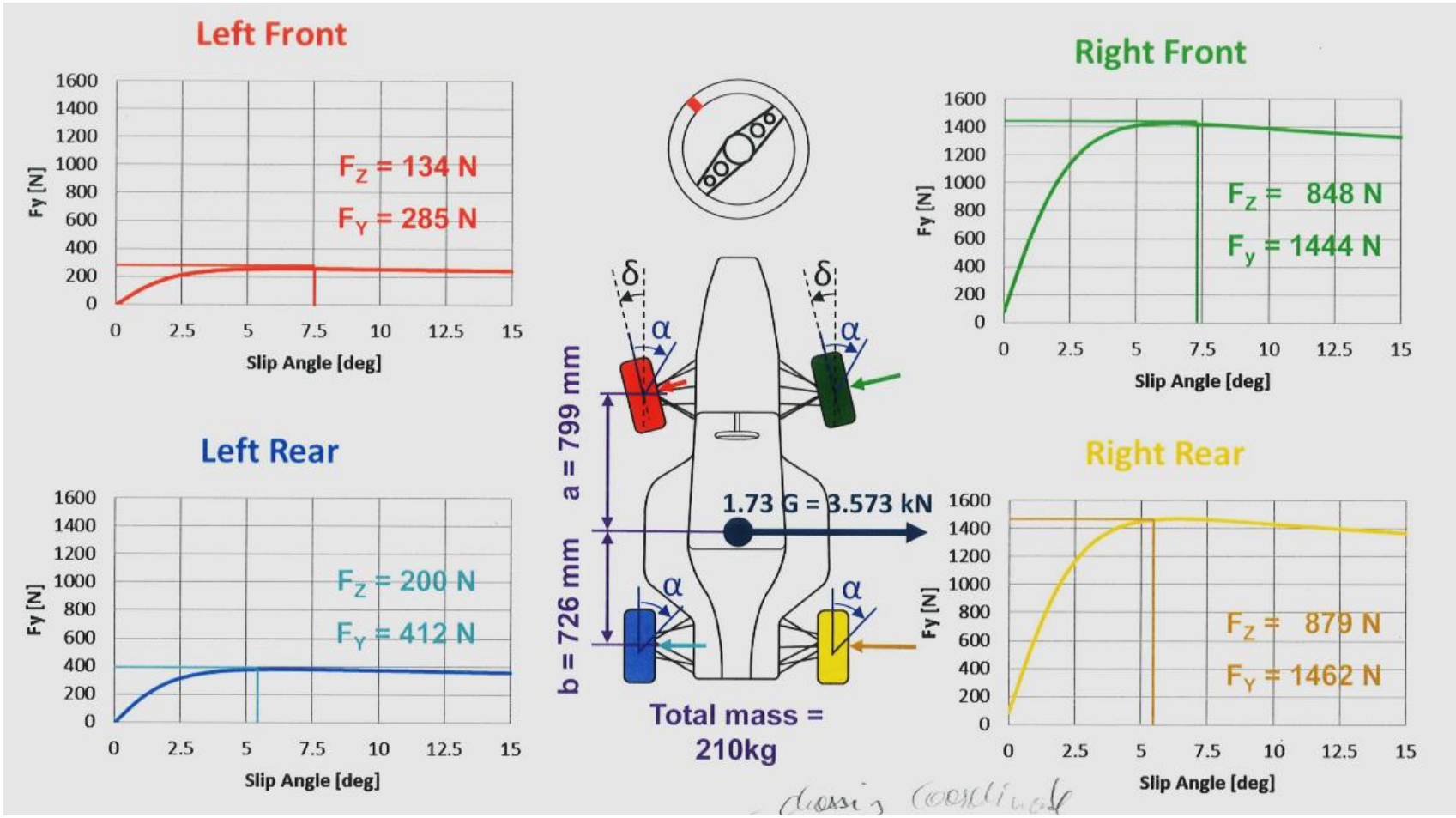
Full 2-Track-Model

สำหรับรัศมีกว้าง

- $R \gg l_{WB}$:
- $\alpha_{FL} \cong \alpha_{FR}$
- $\alpha_{RL} \cong \alpha_{RR}$

อย่างอื่นพิจารณา

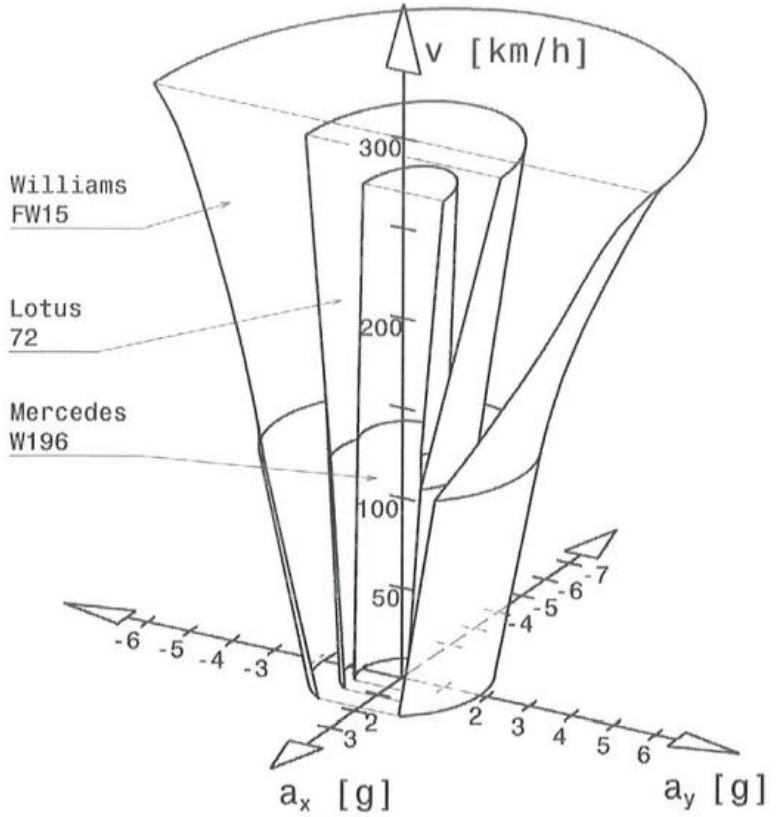
- จลนศาสตร์
- อัตราทดเกียร์



(Claude Rouelle, Optimum G)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

g-g-diagram Formula-1



(Trzesniowski: Rennwagentechnik 2008)

รุ่น 2Track กับรุ่นล้อเดี่ยว

2-Track Model

- WT เป็นที่ยอมรับว่า
- ความแม่นยำสูงขึ้น
- g-g- and yaw-moment-diagram
- ใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพส่วนประกอบ
  - อิทธิพลของน้ำหนักล้อของยาง
  - camber
  - การกระจายมวล
  - การปฏิบัติตาม, ARB, สปริงช่วงล่าง
  - จลนศาสตร์ช่วงล่าง
  - ...
- ต้องรู้จักการตั้งค่าพารามิเตอร์จำนวนมาก

รุ่นล้อเดียว

- ไม่มี WT ไม่มีการพึ่งพาน้ำหนักยาง
- ความแม่นยำต่ำกว่า
- only g-g-diagram
- ใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเส้นทาง
- ส่งมอบยานพาหนะในอุดมคติ
- ผลลัพธ์ที่ดีในการหาขีดจำกัดความเร่ง

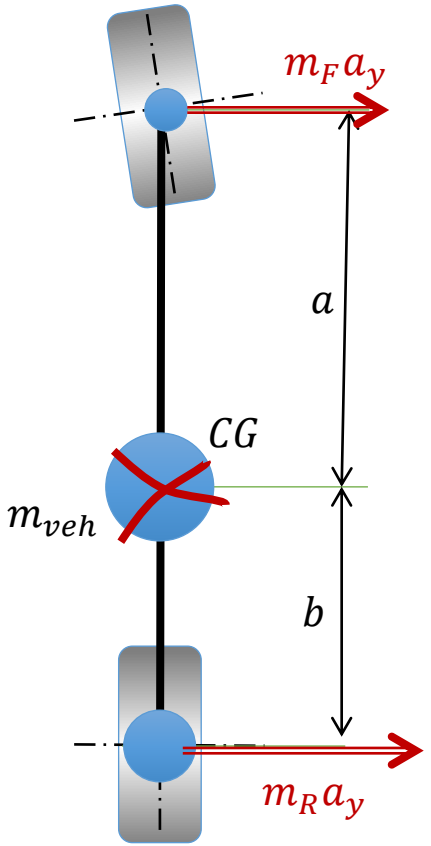
Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Simplified Model to obtain the g-g-diagram

- Mono-Cycle พร้อมโหลดล้อจากรุ่นจักรยาน.
  - แบ่งเป็นมวลเพลาหน้าและหลัง
    $m_F = \frac{m_{veh} b}{a+b}, m_R = \frac{m_{veh} a}{a+b}$
  - หน้าโหลดเพลา: $F_{zF} = \frac{1}{2}(m_F g + F_{lift,F})$
  - แรงด้านข้าง: $F_{yF} = \frac{1}{2}(m_F a_y)$

    ... สมมติสภาวะคงตัว => $M_{yaw} = 0$
  - แรงตามยาว:

    $$F_{xF} = \frac{1}{2}(m_{veh} a_x + F_{Drag}) \cdot k_{AWDF}$$
    $$k_{AWDF} = \frac{M_{DriveF}}{M_{DriveF} + M_{DriveR}}$$
  - มุมเอียง $\gamma = 0$, มุมบังคับเลี้ยว $\delta \ll 1$
  - เช่นเดียวกับเพลาล้อหลัง หนึ่งเพลาถึงขีดจำกัดก่อนหน้านี้

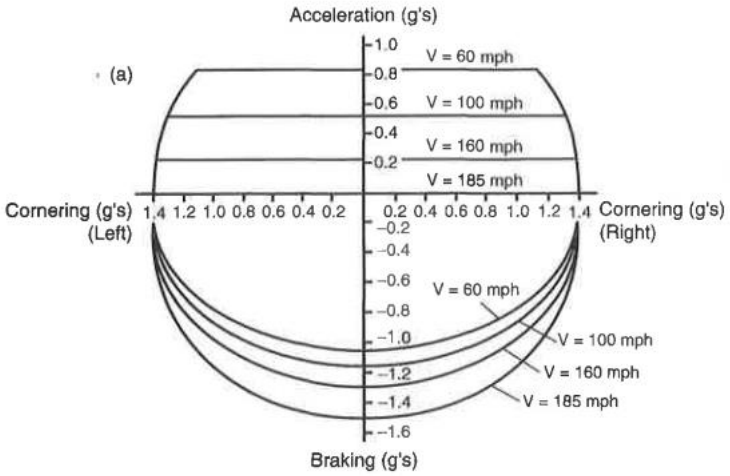


Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

g-g-diagram: $a_x(a_x, v_x)$

ทฤษฎี=ศักยภาพ

วัด = ความกล้าหาญของผู้ขับขี่



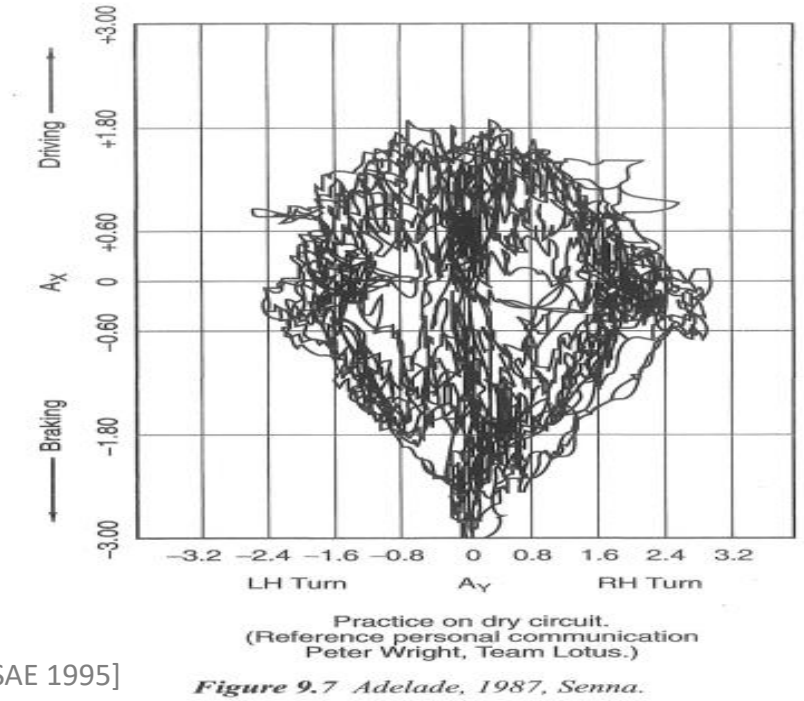


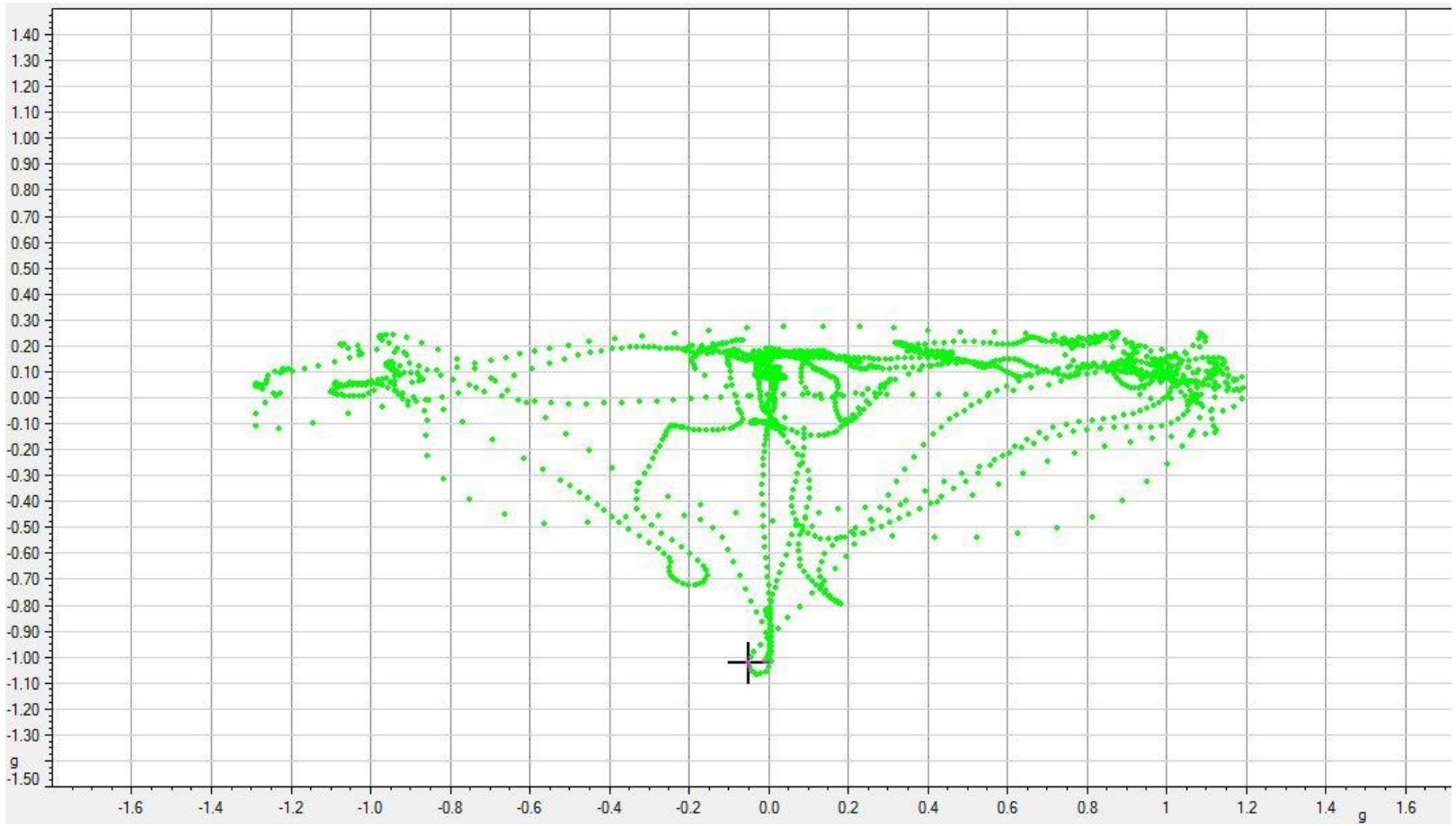
Figure 9.7 Adelade, 1987, Senna.

[Milliken W.,Milliken D.: Race Car Vehicle Dynamics, SAE 1995]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Measured g-g-diagram

- How far does the driver use the limits?



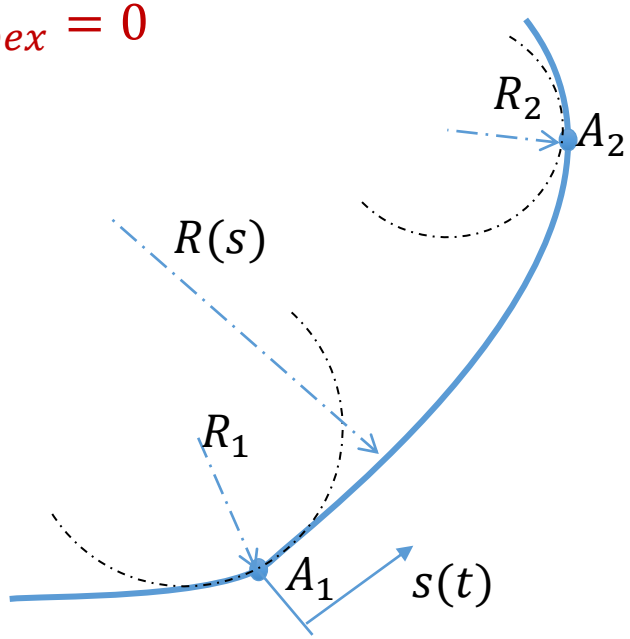
passenger car
(http://www.trailbrake.net/featured-articles/the-g-g-diagram)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

How can we pass the lap as fast as possible?

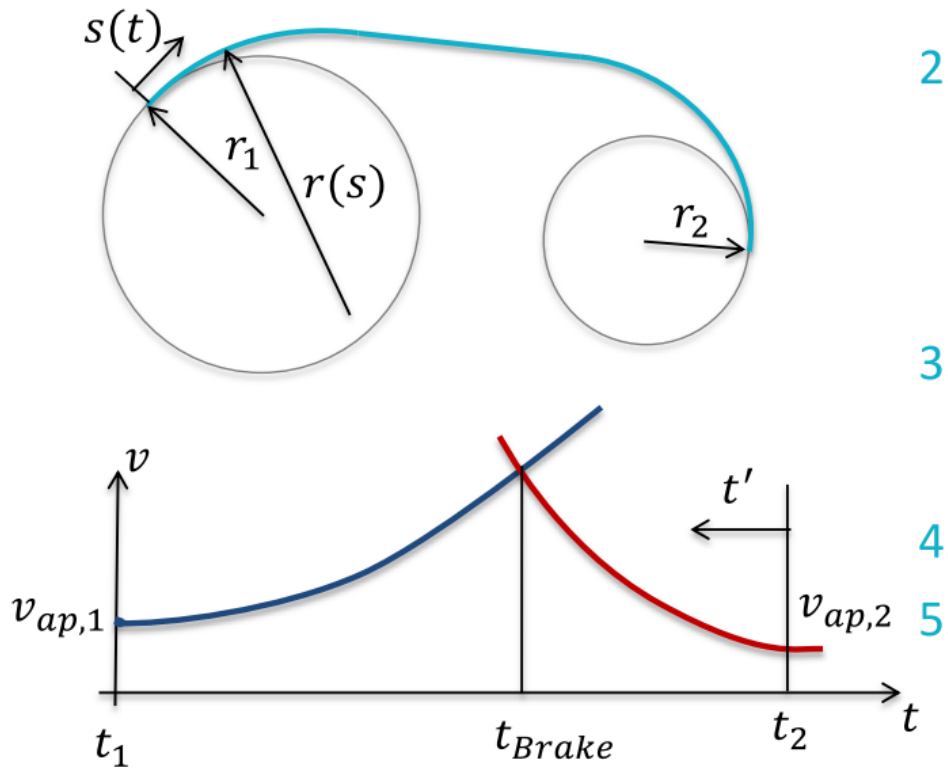
- G-G-diagram
- strait forward
  - radius $R = \infty$, curvature $\kappa = \frac{1}{R} = 0$
  - No lateral force F_y
  - Full longitudinal force F_x to accelerate/decelerate is possible
- รูปร่างของการเลี้ยวถูกกำหนดโดยความโค้ง/รัศมีตามความยาวของเส้นทาง $s(t)$
  - รัศมี $R(s)$ ลดลงอย่างต่อเนื่องจนถึงจุดยอด (Scheitelpunkt)

- ไม่มีแรงตามยาวในจุดยอดให้ความเร็วสูงสุด
  - Brake before apex
  - ศักยภาพของยางในส่วนปลายถูกใช้อย่างเต็มที่สำหรับการเร่งความเร็วด้านข้าง.
  - เร่งความเร็วหลังจาก apex
- $F_{x,Apex} = 0$



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การจำลองเวลารอบด้วยเส้นทางที่รู้จัก



1. *Speed in Apex*

   $a_x = 0, a_y = \frac{v_{ap1,2}^2}{r_{1,2}} \rightarrow v_{ap\ 1,2} = \sqrt{a_{y,max} r_{1,2}}$

2. Calc. Acceleration

   $v(t) = \int_{t1}^{t} a_x(s) dt^*$, IC: $v_1 = v_{ap,1}$

   $a_x(t) = f(a_y, v(t))$... g-g-diagram, $a_y = \frac{v(t)^2}{r(s)}$

   $s = s(t) = \int_{t1}^{t} v(t) dt^*$

3. Calc. Decelleration (offline)

   analog topic 2) but starting at Apex2 using negative time t'

4. The intersection is the braking point

5. Alternatively

   Calculate decelleration recursively and check the speed at apex 2.

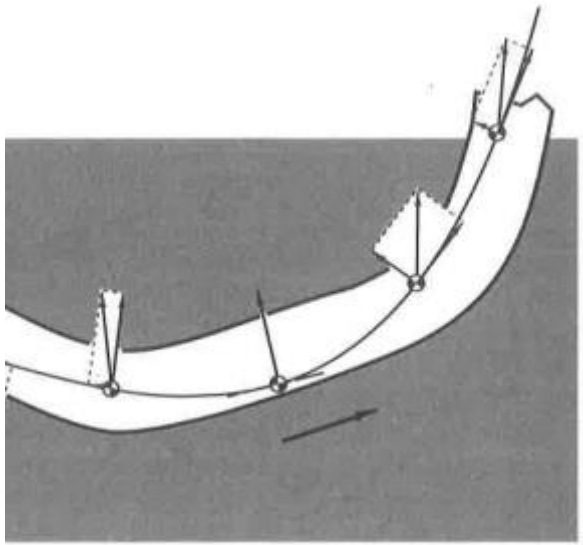
Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การจำลองเวลาการเดินทาง 2

2. เร่งหลังสุด A_1

- แรงด้านข้างในปัจจุบันเนื่องจากความโค้งและความเร็ว
  - $F_y(\kappa, v)$
- ศักยภาพของยางในหน่วย x
  - $F_{x,Ty}\left(F_y, F_z(v)\right)$, e.g $\left(\frac{F_x}{F_x^M}\right)^2 + \left(\frac{F_y}{F_y^M}\right)^2 = 1$
- ศักยภาพของเครื่องยนต์
  - e.g. $F_{x,Eng} = \frac{P_{Eng} \cdot \eta}{v_u}$
- ลากปัจจุบัน
  - $F_{Drag}(v, s)$
- อัตราเร่งยาว
  - $F_{acc} = m_{tot} \cdot a_x = F_x - F_{Drag}$
- การรวม $a_x(t)$ เพื่อรับความเร็ว $v(t)$ และความยาวเส้นทาง $s(t)$

- เราแก้ ODE ลำดับที่ 1 เริ่มต้นที่จุดสุดยอด.



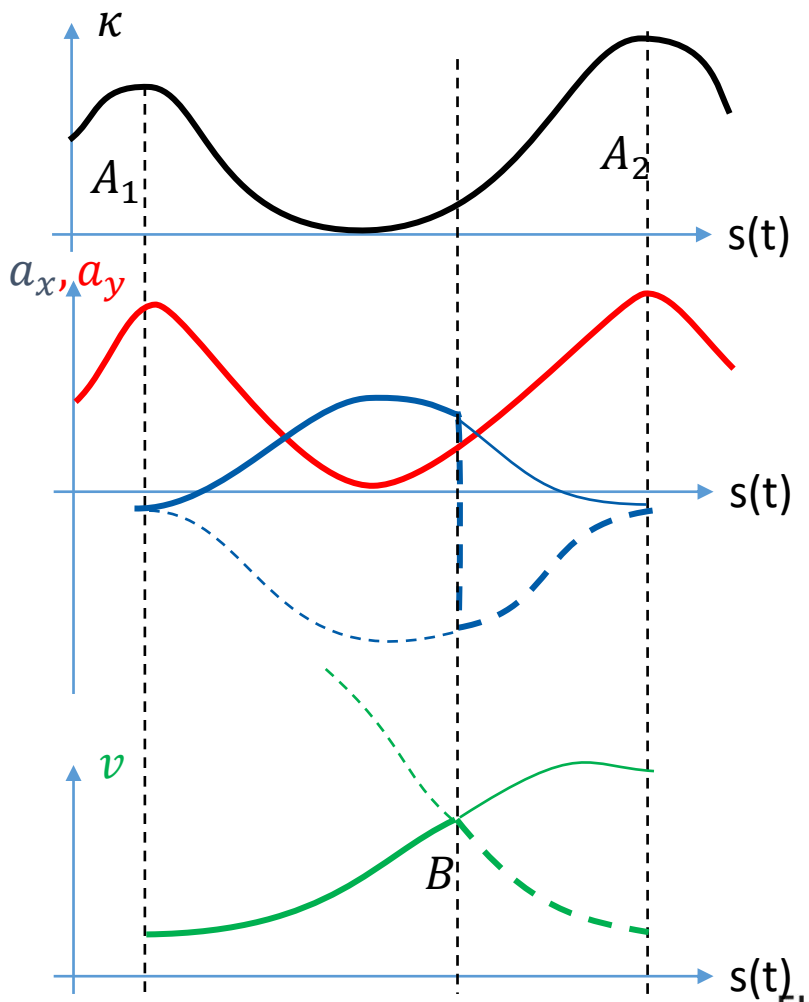
[Milliken W.,Milliken D.: Race Car Vehicle Dynamics, SAE 1995]

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การจำลองเวลาการเดินทาง 3

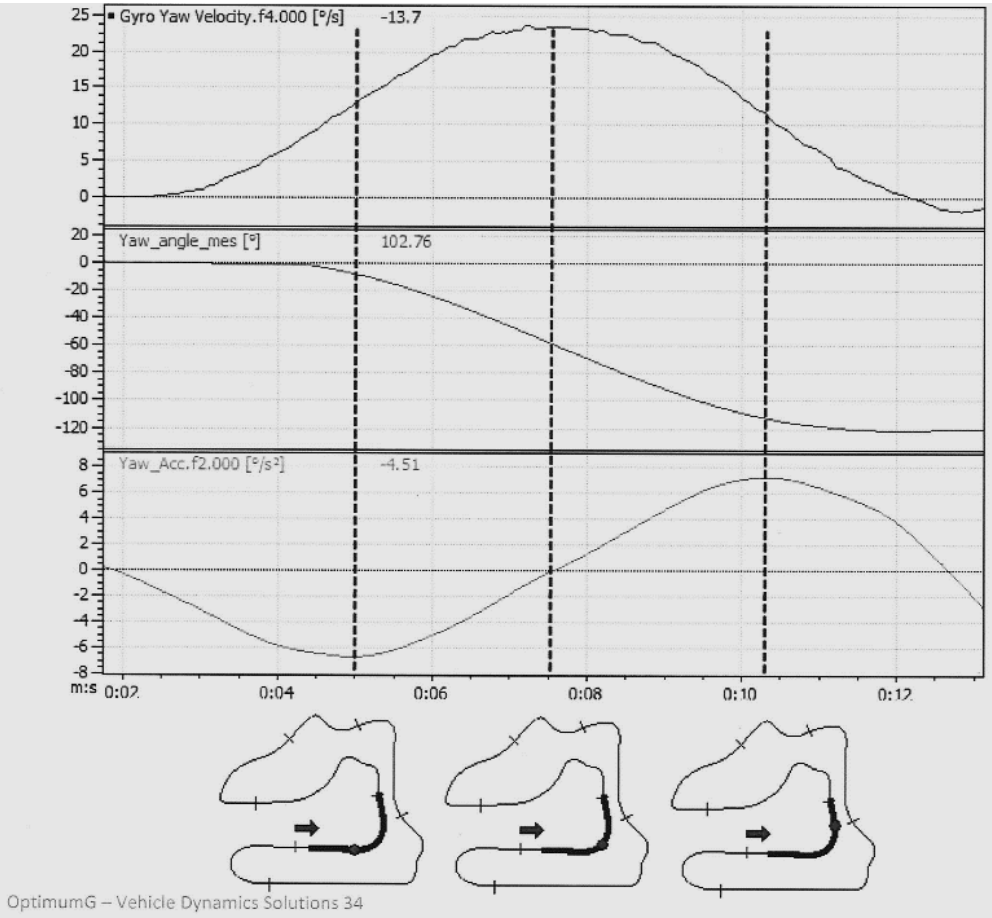
3. เบรกไปยังจุดสุดยอดถัดไป A_2
   a) หาจุดเบรก B วนซ้ำ
      - ลองจุดเบรค
      - เบรกให้เร็วที่สุดเนื่องจากศักยภาพของยาง
      - ตรวจสอบความเร็วในเอเพ็กซ์ถัดไปและแก้ไขจุดเบรก
   b) คำนวณความเร็วจากยอดถัดไปโดยใช้เวลาติดลบ
      - เร่งความเร็วในทิศทางถอยหลังโดยมีศักยภาพการเบรกเริ่มต้นที่จุดสุดยอดถัดไป.
      - จุดเบรกเป็นจุดตัดของ $v(s(t))$ เส้นโค้ง

- เราเบรกในลักษณะนั้นจนไปถึงความเร็วสูงสุดที่เป็นไปได้ในเอเพ็กซ์ถัดไป.
- โมเดลจุดเดียวช่วยให้บรรลุเป้าหมาย ซึ่งสามารถเข้าถึงได้โดยการตั้งค่ารถที่เหมาะสมที่สุด



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Turning Manoeuvre



(Claude Rouelle, Optimum G)

- เปลี่ยนทิศทางความเร็ว
  - accelerate the body laterally

$$a_y = \frac{v^2}{R}$$

- Change Heading Angle ψ
  - yaw acceleration $\ddot{\psi} > 0$ before apex point
  - yaw deceleration $\ddot{\psi} > 0$ after apex point

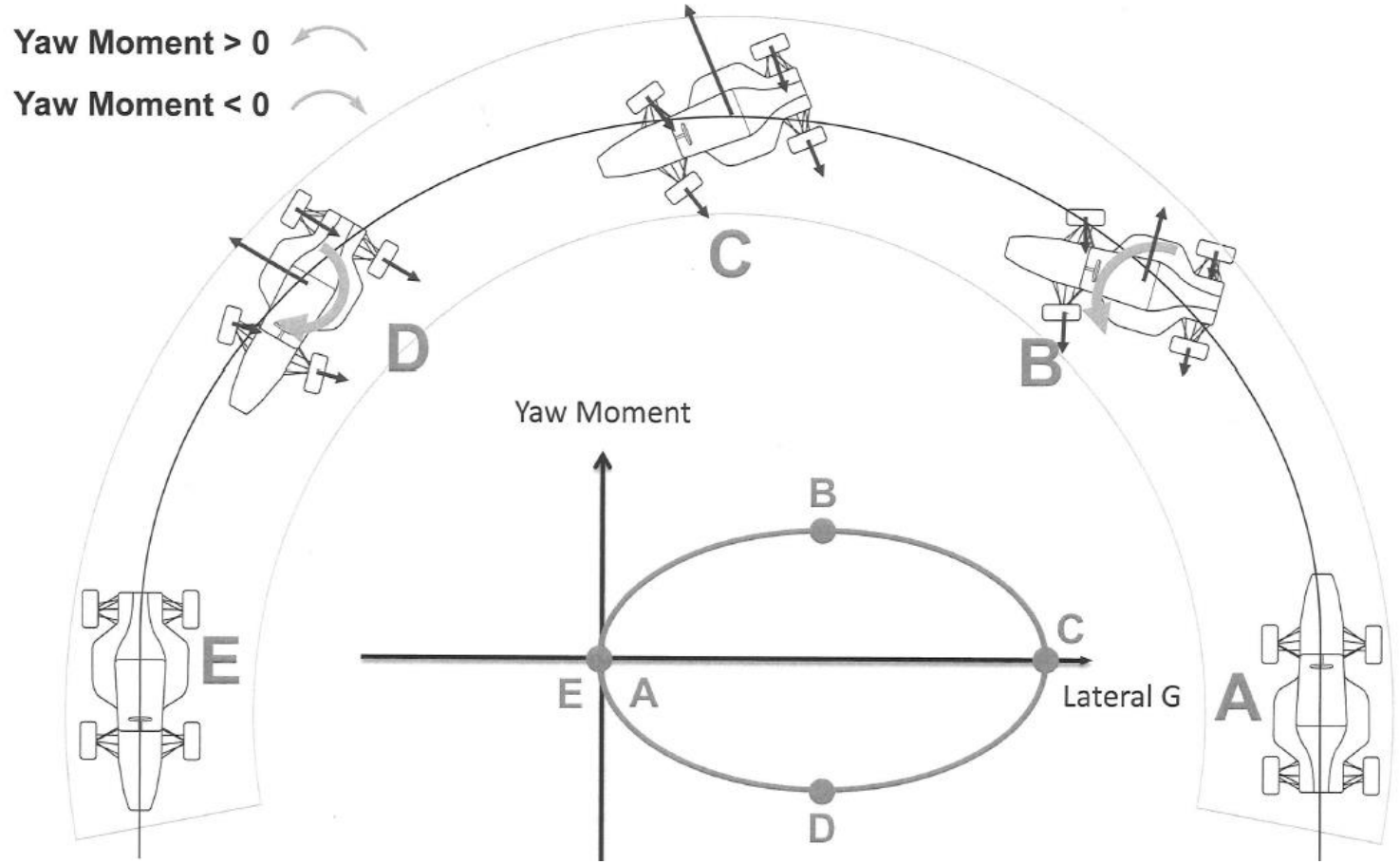
- Newton‘s Law

$$m_{veh} \cdot a_y = \sum F_{y,i}$$
$$I_{zz} \cdot \ddot{\Psi} = \sum M_{z,i}$$

เราต้องการแรงและแรงบิดในการเลี้ยว!

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

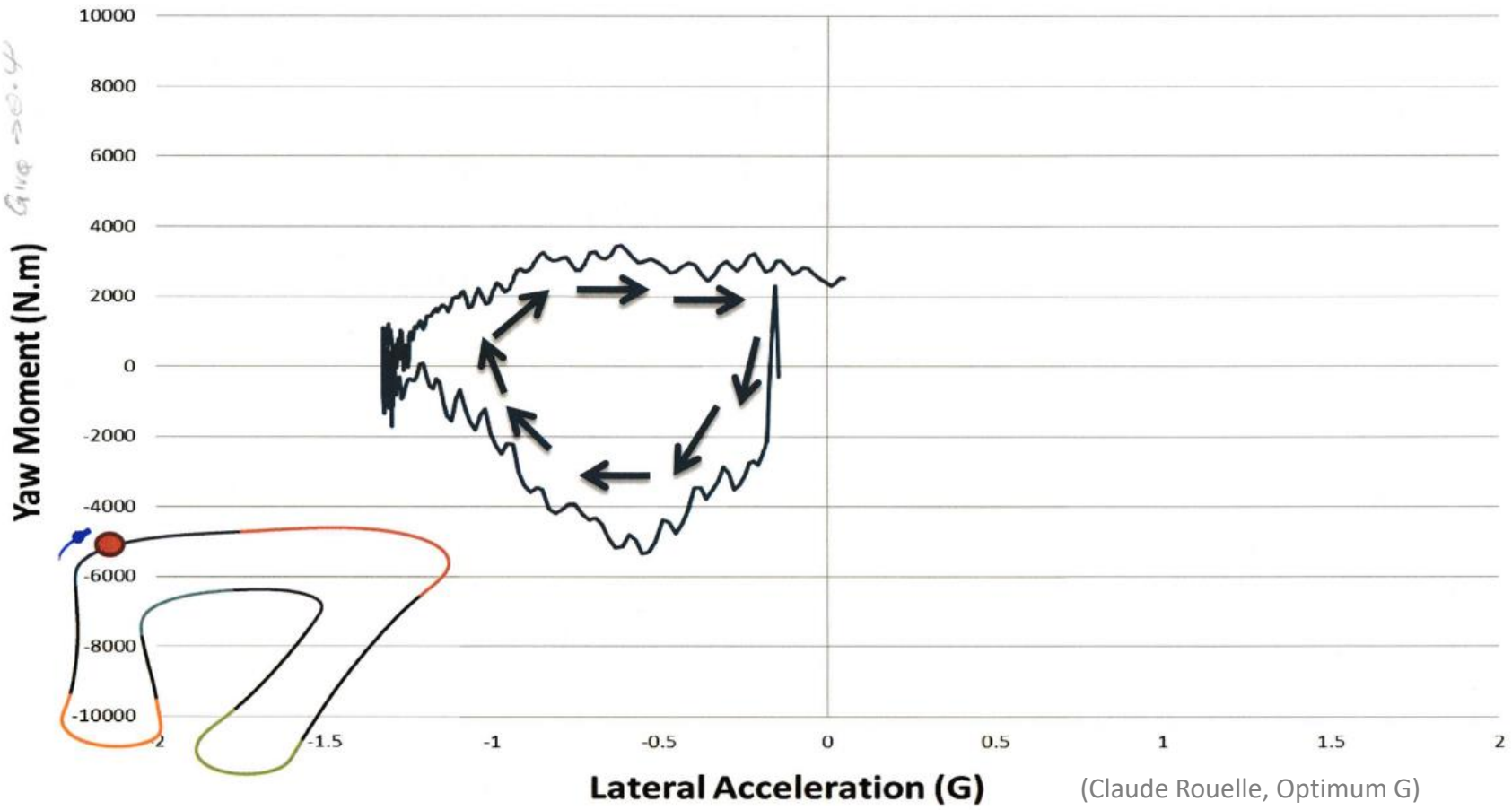
โมเมนต์หันเหและการเร่งด้านข้าง



(Claude Rouelle, Optimum G)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

โมเมนต์หันเหกับการเร่งความเร็วด้านข้าง



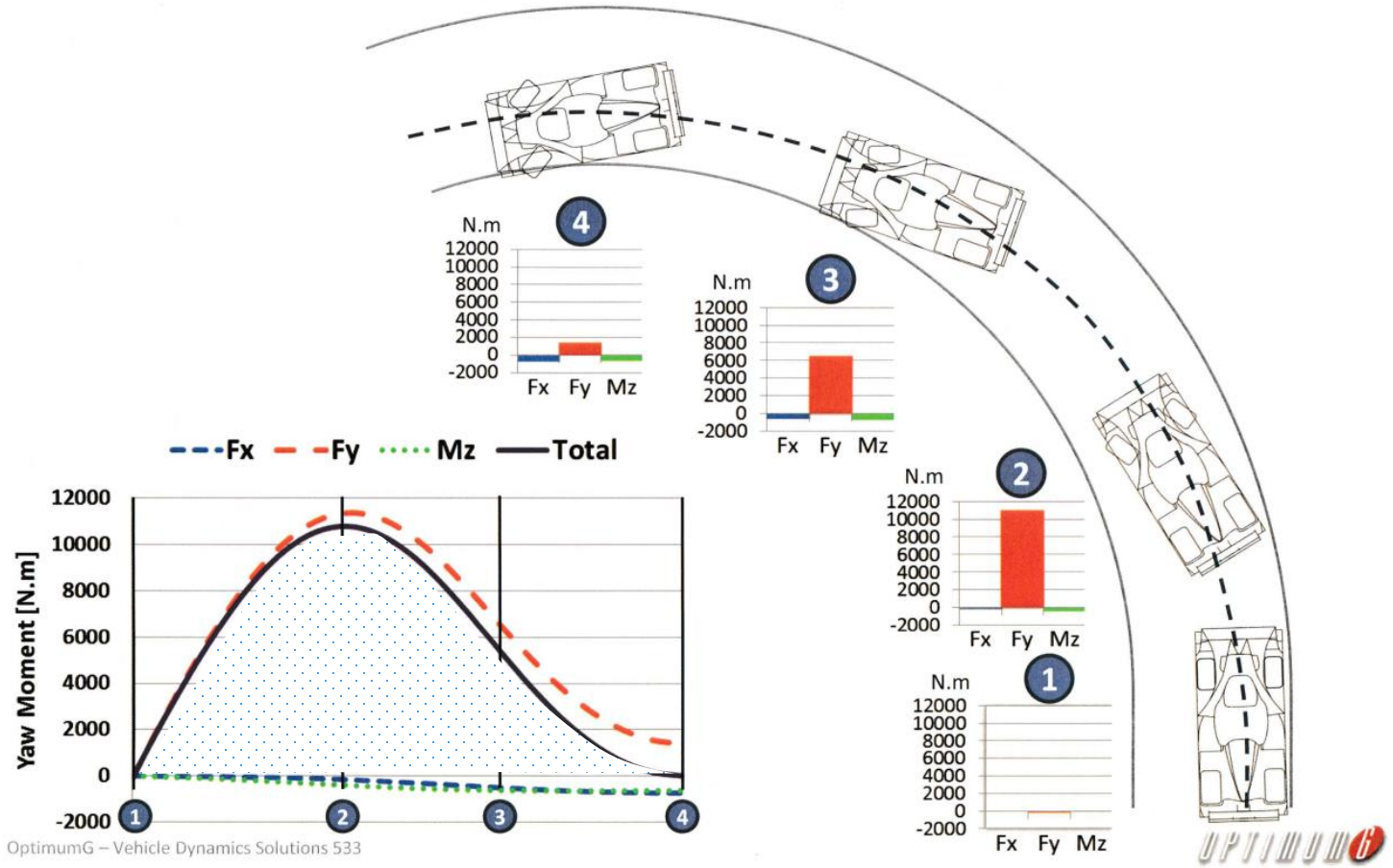
(Claude Rouelle, Optimum G)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

หันเหขณะเข้ามุม

$$I_{zz}\frac{d\dot{\Psi}}{dt} = M_z$$

$$E_{kin,rot} = I_{zz} \cdot \frac{\dot{\Psi}^2}{2} = \int M_z \, dt$$



(Claude Rouelle: OptimumG)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

รุ่นยางส่งกำลังในระบบพิกัดยาง

- รุ่นยางส่งมอบสำหรับ
  - การลื่นตามยาว,
  - การลื่นด้านข้าง
- กำลังยาง $F_x . F_y$
  - ใช้ในยาง CS
- แรงบิด
  - แรงบิดในการจัดตำแหน่งตัวเอง M_z เนื่องจากเส้นทางและการเสียรูป
  - แรงบิดคว่ำ M_x เนื่องจากการเสียรูปและมุมเอียง
- แรงบิดขณะขับ
  - $M_y = r_e \cdot F_y$

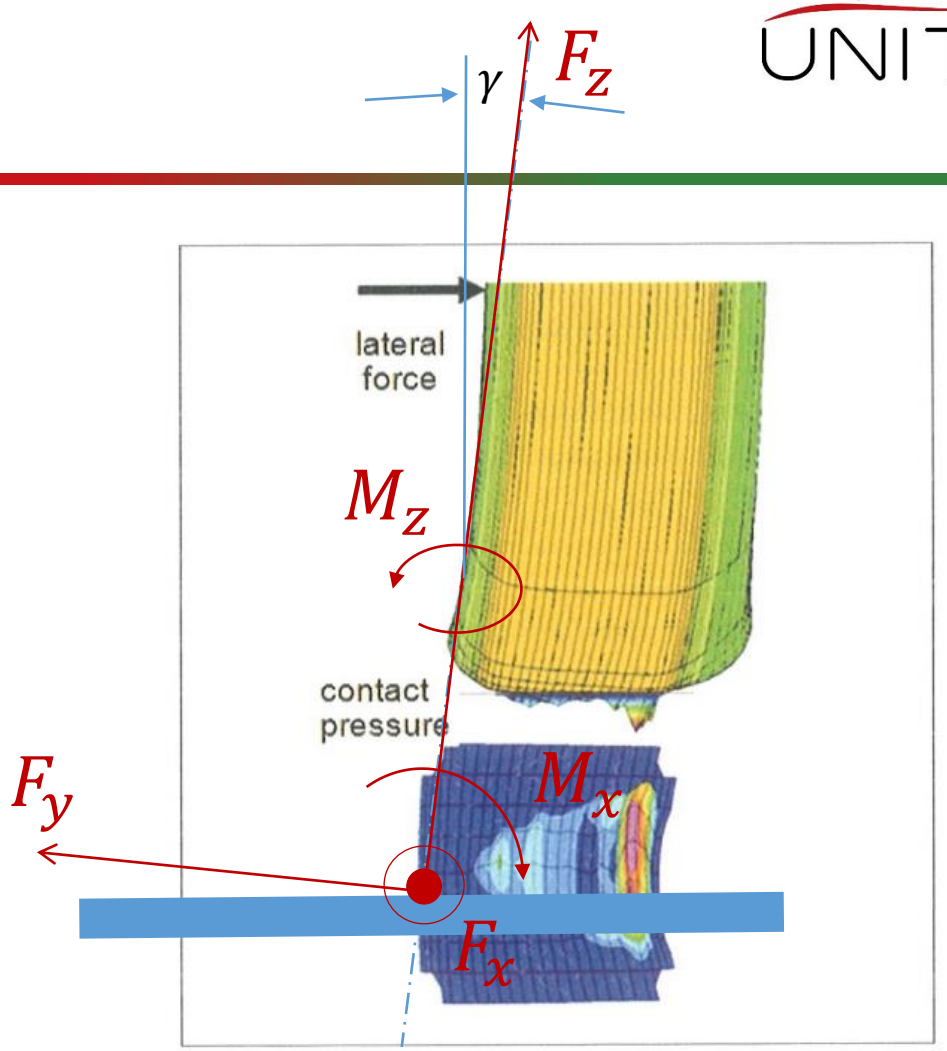
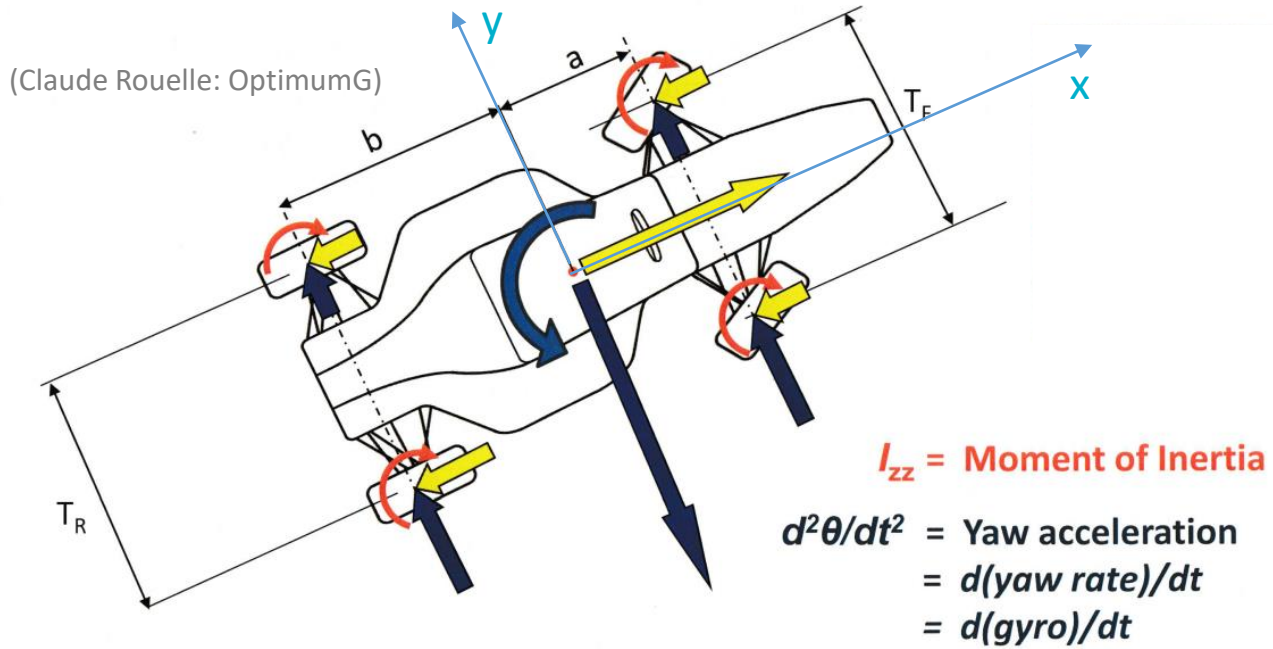


Fig. 3-433: FEM model and calculated contact pressure for a steady-state rolling tire with sideslip

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

แรงที่ใช้กับตัวรถ



Turn

$$m_{veh} \cdot a_y = F_{lat}$$
$$I_{zz} \cdot \ddot{\Psi} = M_{yaw}$$

Milliken-Moments-Diagram:

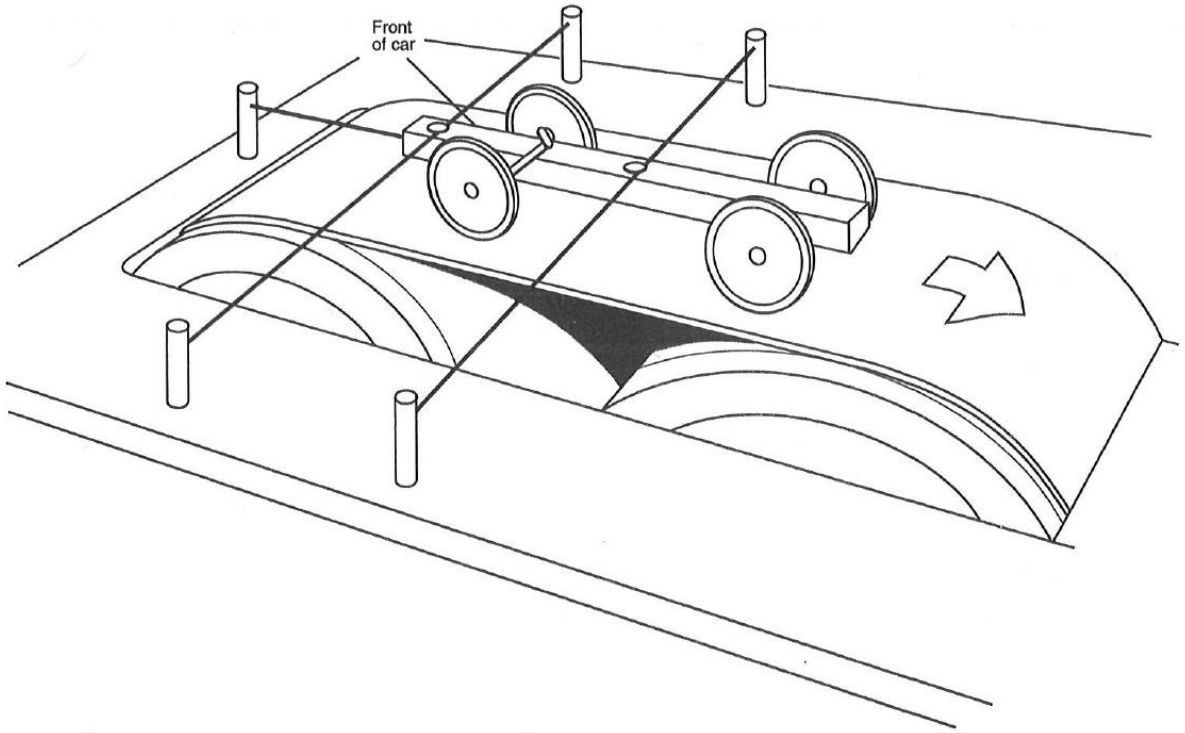
- Rolling $m_{veh} \cdot a_x = 0$
- for given $\boldsymbol{\beta}$ and $\boldsymbol{\delta}$ we get side slip angles and tyre forces
- resultant forces F_{lat}, M_{yaw}
- diagram $M_{yaw}\ vs.\ a_y$

$$F_{lat} = \left(F_{yFL}cos\delta_L + F_{yFR}cos\delta_R\right) + \left(F_{yRL} + F_{yRR}\right) + [+\mathrm{F_{xFL}}\sin(\delta_L) + \mathrm{F_{xFR}}\sin(\delta_R)$$
$$M_{yaw} = \left(F_{yFL}cos\delta_L + F_{yFR}cos\delta_R\right)a - \left(F_{yRL} + F_{yRR}\right)b + \sum M_{z,i} +$$
$$[-\mathrm{F_{xFL}}\sin(\delta_L) + \mathrm{F_{xFR}}\sin(\delta_R) - \mathrm{F_{xRL}} + F_{xRR}]$$

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Milliken Moments Diagram = Yaw Moment vs. ay Diagram

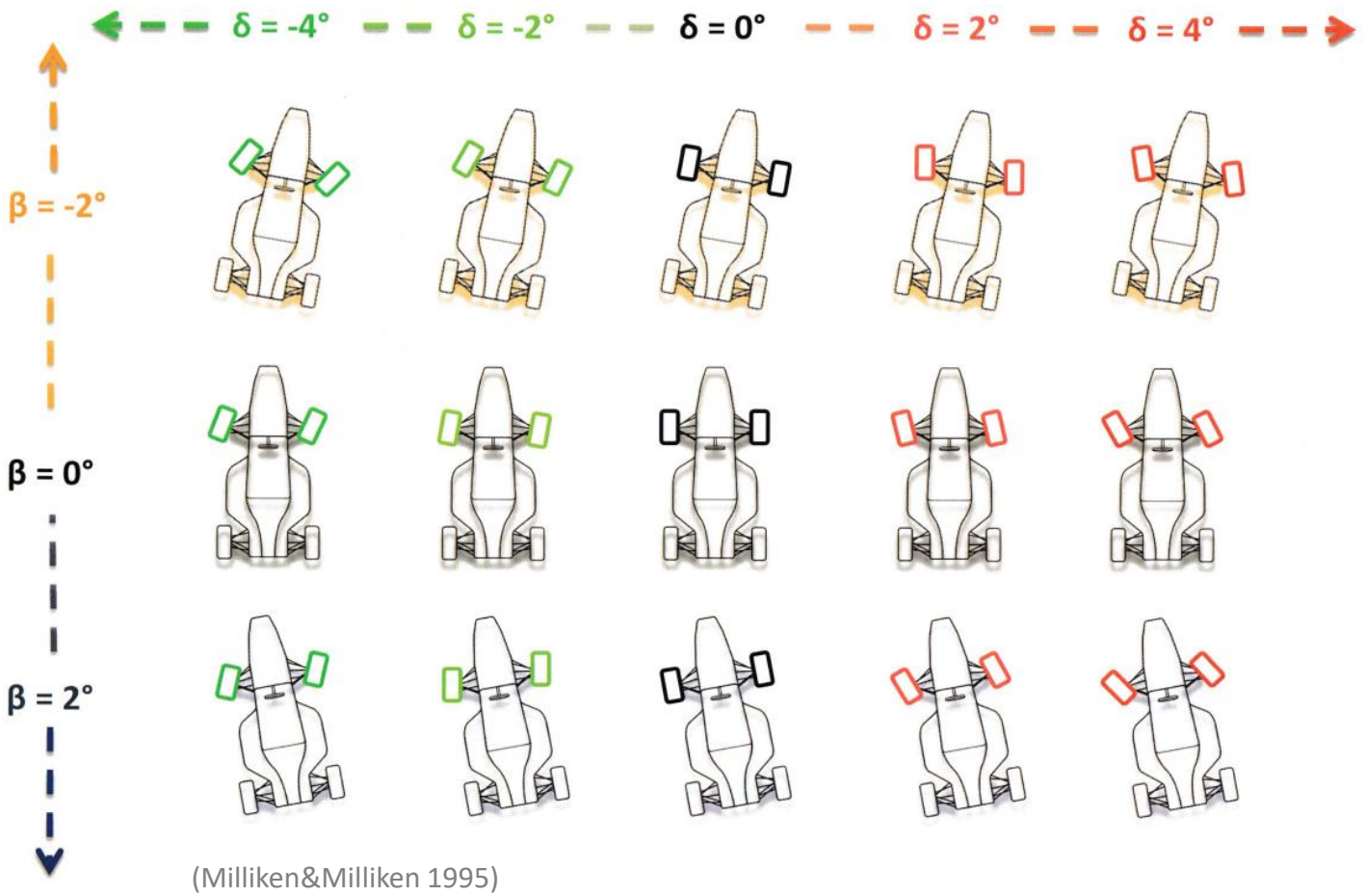
เราเปลี่ยนมุมบังคับเลี้ยว δ และมุมสลิปของร่างกาย β และวัด F_y และ M_z.



(Milliken&Milliken 1995)

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

แรงด้านข้างและโมเมนต์หันเห กับ β, δ



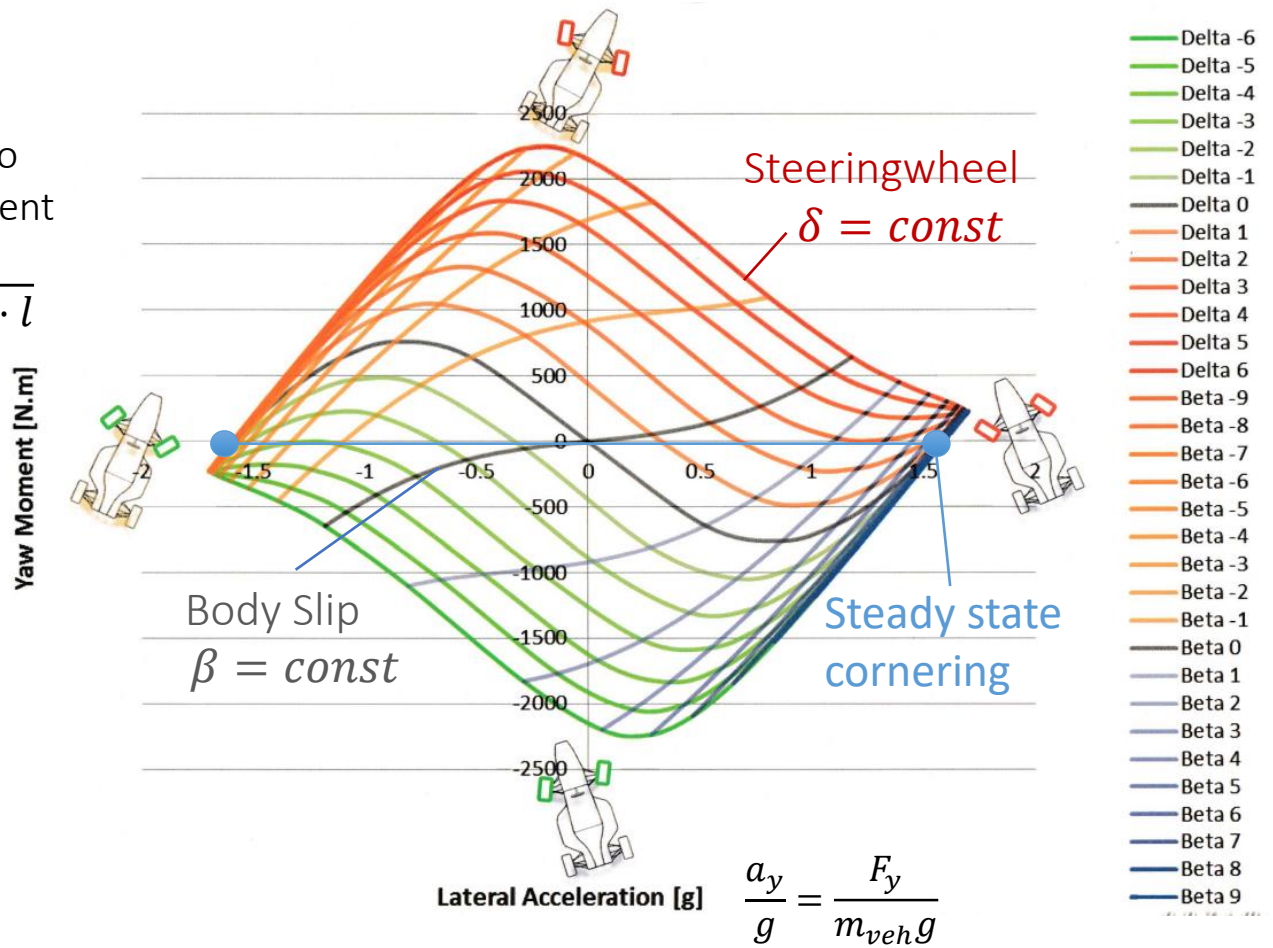
(Milliken&Milliken 1995)

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

YMD

or we can also scale the moment

$$C_n = \frac{M_z}{m_{veh} g \cdot l}$$



$$\frac{a_y}{g} = \frac{F_y}{m_{veh} g}$$

SAE-Coordinate are used here!
(Claude Rouelle: OptimumG)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

การวิเคราะห์ Force-Moment-Analysis, การวิเคราะห์ Yaw-Moment, Milliken Moments Diagram

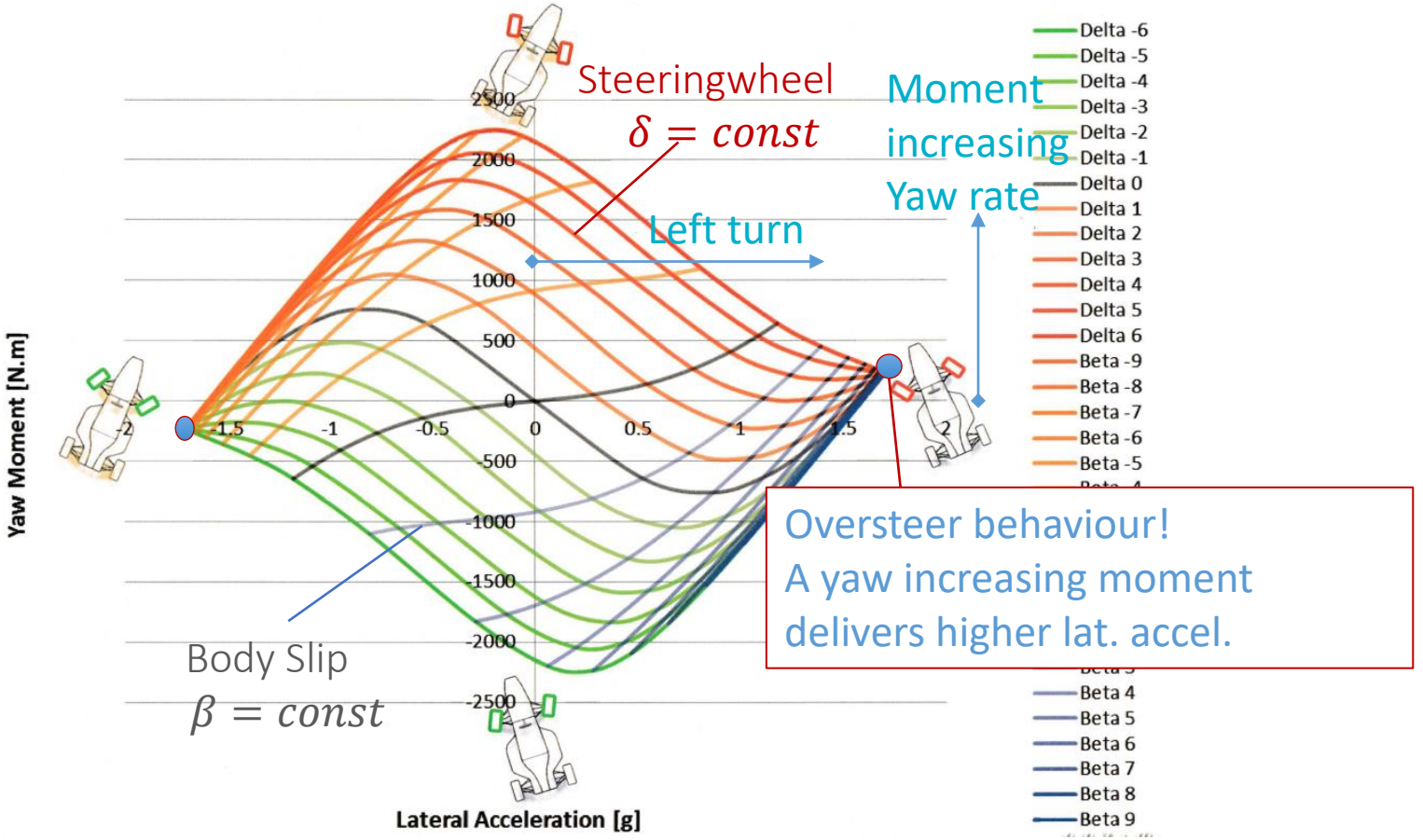
- ... เป็นการวิเคราะห์กำลังคงที่, ของรถที่ไม่สมดุล, เราละเลย
  - ไดนามิกของยาง - ยางต้องการความยาวของการพิมพ์ L เพื่อสร้างแรง
  - อิทธิพลของแดมเปอร์ในการถ่ายเทน้ำหนัก
- ให้คำตอบ
  - ความสามารถในการควบคุม $\frac{dM_z}{d\delta}>0$
    - การเพิ่มขึ้นของ δ ทำให้เกิดการเลี้ยวที่เข้มงวดขึ้นหรือไม่?

    →การเพิ่มขึ้นของ δ เพิ่มโมเมนต์หันเห (=อัตราเร่งเพื่อหันเหมากขึ้น)
  - ความเสถียร $\frac{dM_z}{d\beta}<0$
    - มีแรงบิดสำรองหรือไม่, $M_z < 0$, ถ้า β หลุดจากสมดุล?

    → เพิ่มขึ้น β ลดลง Yaw Moment (= การเร่งการหันหลังลดลง β)

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

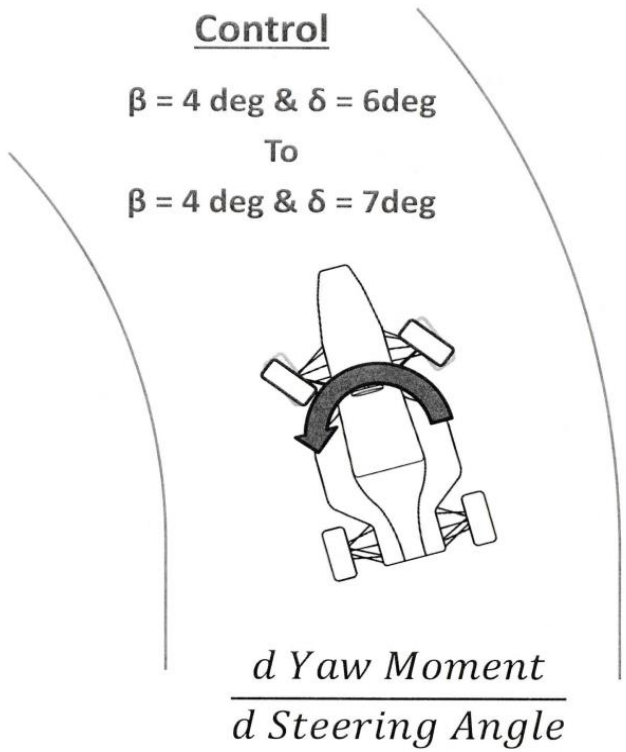
YMD – Understeer/oversteer

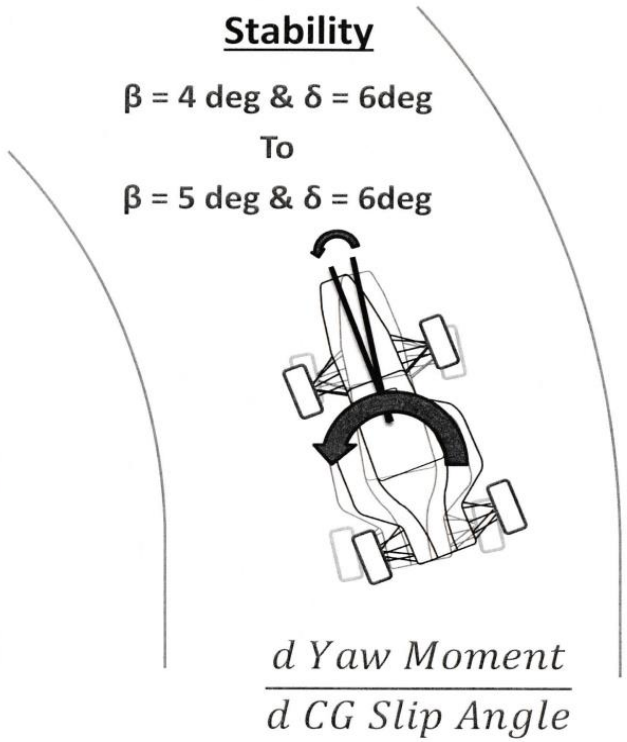


Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

SAE-Coordinate are used!
(Claude Rouelle: OptimumG)

ความเสถียรและการควบคุม: ความโน้มเอียงใน YMD



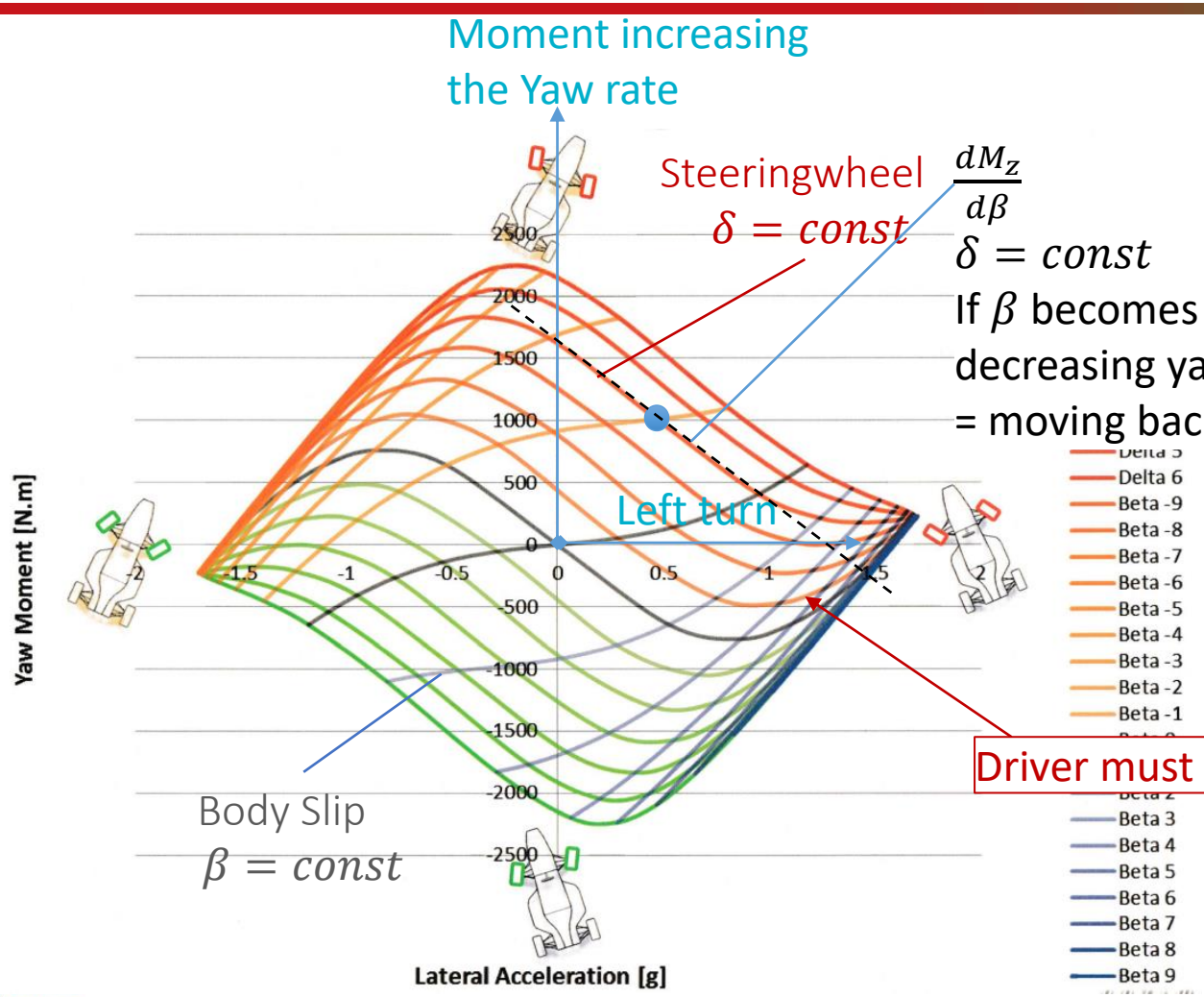


Does an increase of δ increase yaw rate?

Does an increase of β produce a moment moving back?

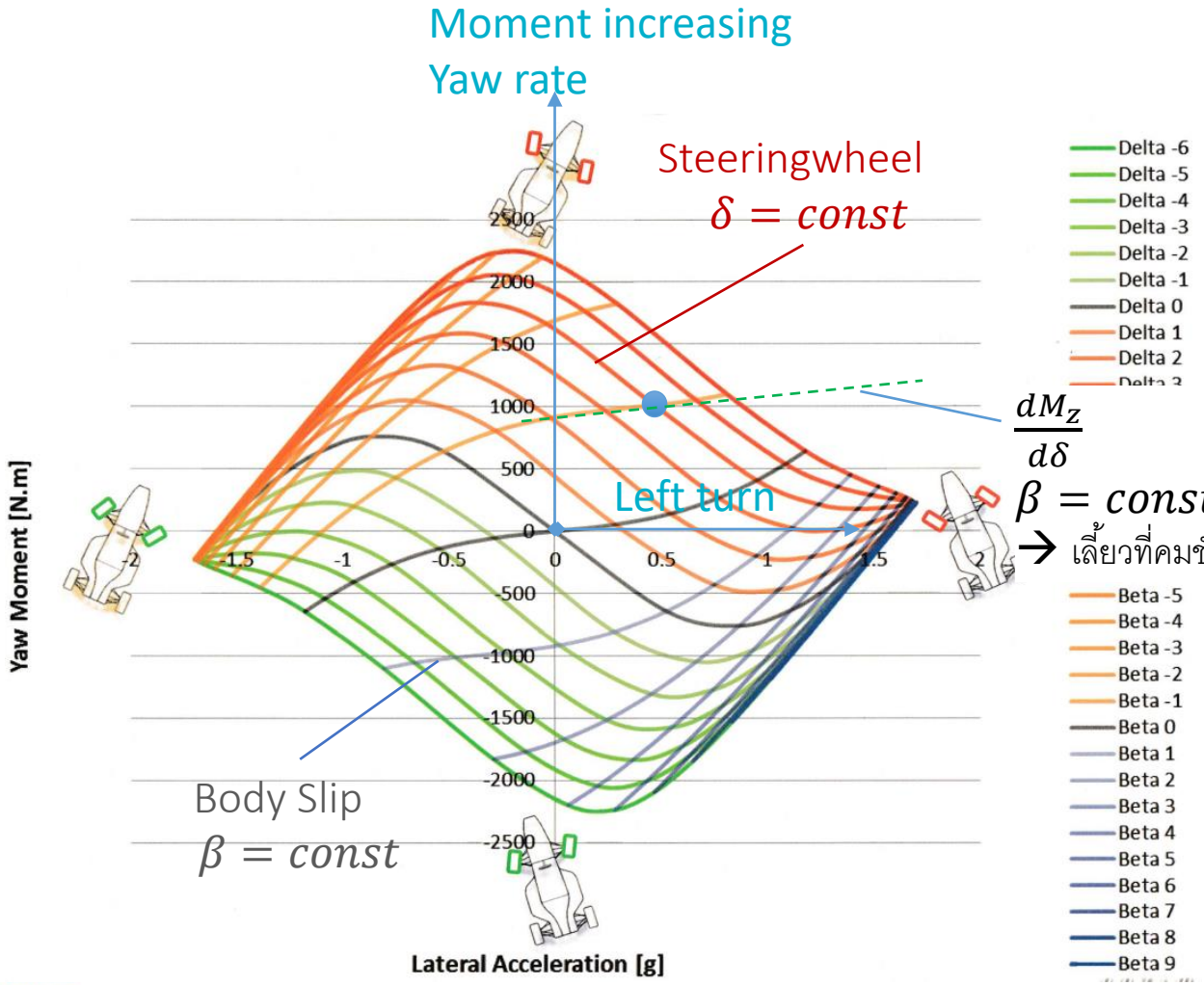
Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

YMD – ความเสถียร



SAE-Coordinate are used!
(Claude Rouelle: OptimumG)

YMD – การควบคุม (ความสามารถ)



$\frac{dM_z}{d\delta}$

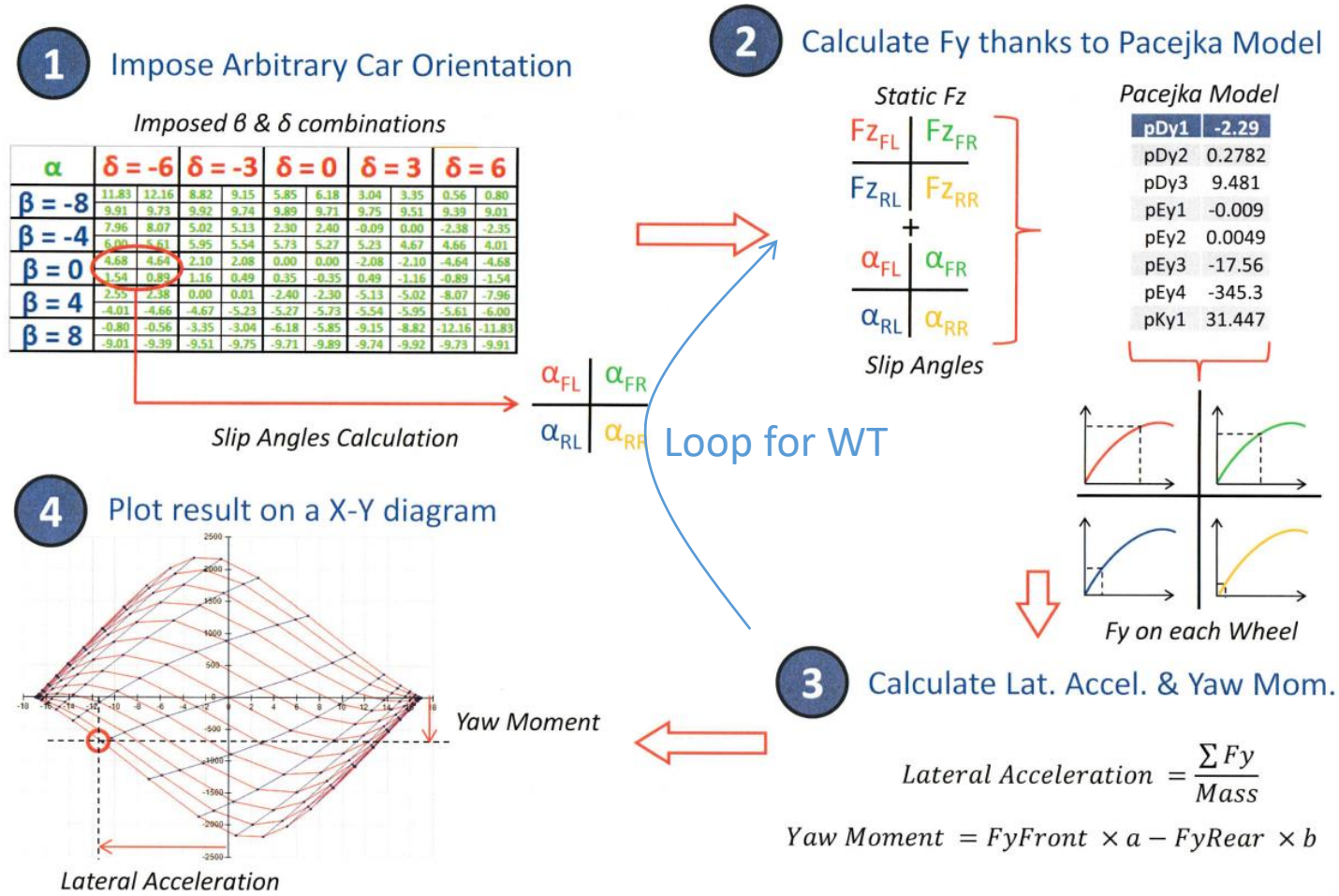
$\beta = const$ ถ้าคนขับเพิ่มขึ้น δ เราจะได้รับอัตราการหันเหเพิ่มขึ้นทันที.

→ เลี้ยวที่คมชัดขึ้น

SAE-Coordinate are used!
(Claude Rouelle: OptimumG)

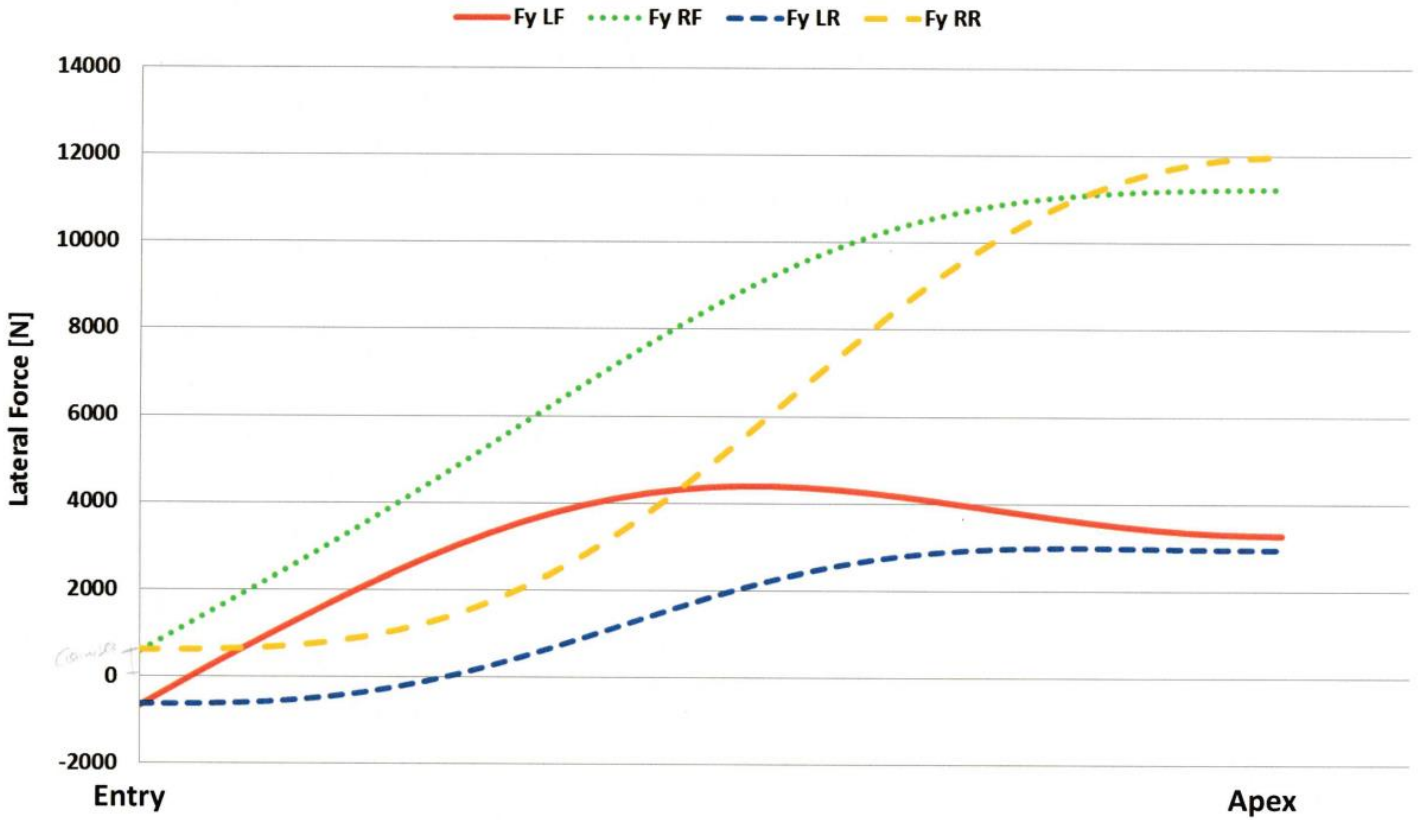
Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

ผังงาน YMD



Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Lateral Forces



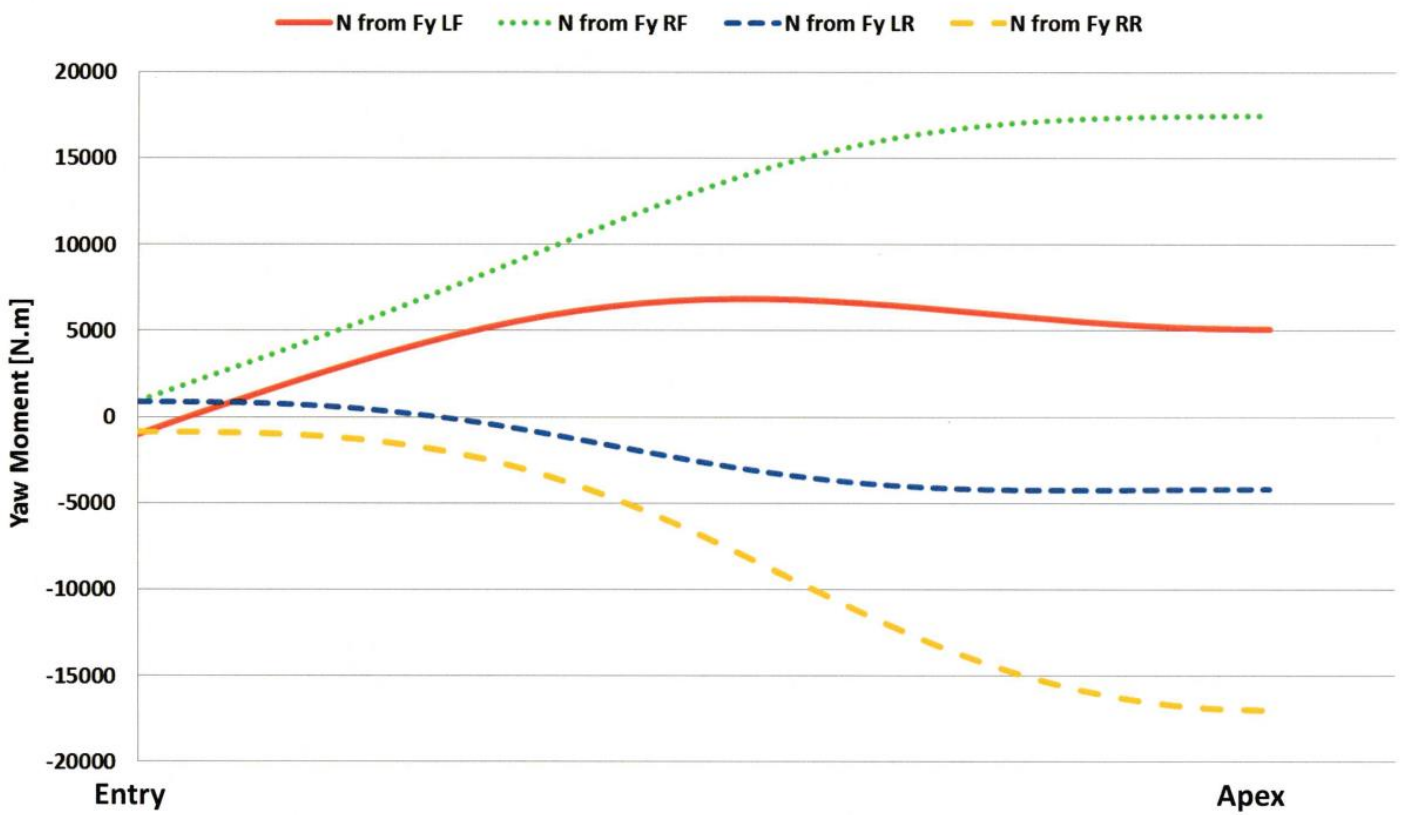
Note : Lateral Force from corner entry to apex (0N.m) – Left Turn.

OptimumG – Vehicle Dynamics Solutions 526

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

Dr. Karl Reisinger

Yaw Moment from Lateral Forces



Note : Dynamic yaw moment from corner entry to apex (0N.m) – Left Turn.

OptimumG – Vehicle Dynamics Solutions 528

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Dr. Karl Reisinger

การอภิปราย

- ได้โปรดตั้งกลุ่ม 4-5 กลุ่ม เสนอให้ปะปนกันระหว่างมหาวิทยาลัย.

- สนทนาคำถามต่อไปนี้:
  - แนวทางการสอนอื่น ๆ ในหัวข้อที่แนะนำ
  - หัวข้อที่ฉันพลาดโดยทั่วไป (เทียบกับแผ่นงานภาพรวม)
  - หัวข้อที่ยกเลิกเพราะไม่คิดว่าสำคัญ.

- การนำเสนอและอภิปรายผลลัพธ์ของคุณ.

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

วรรณกรรม

- Milliken W.F, Milliken D.: Race Car Vehicle Dynamcs,SAE Int., 1995
- Rill G.: Road Vehicle Dynamics – Fundamentals and Modelling; CRC Press Taylor Francis Group
- Heißing/Ersoy (Eds.): Chassis Handbook, 1st Ed., Vieweg+Teubner, 2011.
- Mitschke/Wallentowitz: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage, Springer
- Rouelle C.: Advanced Vehicle Dynamics Applied o Race Car Design & Development, Optimum G Seminar, Denver 2016, www.optimumg.com

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

Engineering Knowledge Transfer Units to Increase Student´s Employability and Regional Development

https://www.facebook.com/unitederasmus/

Co-funded by the Erasmus+ Programme of the European Union

This project has been funded with support from the European Commission. This publication reflects the views only of the author, and the Commission cannot be held responsible for any use which may be made of the information contained therein.598710-EPP-1-2018-1-AT-EPPKA2-CBHE-JP