

2. 3 車体系の各位置

車体系の重心点を原点とする動座標系を図2に示す。この座標系で各軸方向の単位ベクトルを \mathbf{e}_x \mathbf{e}_y \mathbf{e}_z とする。これを用いて重心点から各位置を表す。

$$\mathbf{r}_3 = y_3 \mathbf{e}_y + z_3 \mathbf{e}_z \quad (1)$$

$$\mathbf{r}_4 = y_4 \mathbf{e}_y + z_4 \mathbf{e}_z \quad (2)$$

$$\mathbf{r}_8 = y_8 \mathbf{e}_y + z_8 \mathbf{e}_z \quad (3)$$

$$\mathbf{r}_9 = y_9 \mathbf{e}_y + z_9 \mathbf{e}_z \quad (4)$$

$$\mathbf{r}_c = y_c \mathbf{e}_y + z_c \mathbf{e}_z \quad (5)$$

$$\mathbf{r}_B = y_B \mathbf{e}_y + z_B \mathbf{e}_z \quad (6)$$

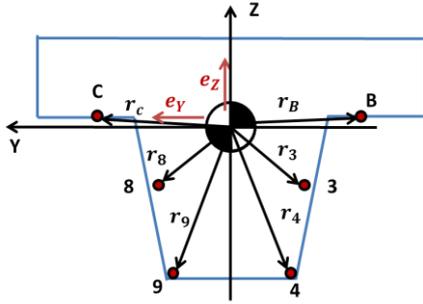


Fig. 2 Hitch points of the suspension

2. 4 車体系に加える力

各部位に対して外部から加わる力を図3に示す。各部分に働く力を記述するため、A点を基準とした座標系と重心点を基準とした座標系に分けることができ、ここではA点を基準とした座標系でこれらの力を次式のように示す。

$$\mathbf{F}_c = F_{Cy} \mathbf{e}_{yA} + F_{Cz} \mathbf{e}_{zA} \quad (7)$$

$$\mathbf{F}_B = F_{By} \mathbf{e}_{yA} + F_{Bz} \mathbf{e}_{zA} \quad (8)$$

$$\mathbf{F}_{68} = F_{68y} \mathbf{e}_{yA} + F_{68z} \mathbf{e}_{zA} \quad (9)$$

$$\mathbf{F}_{79} = F_{79y} \mathbf{e}_{yA} + F_{79z} \mathbf{e}_{zA} \quad (10)$$

$$\mathbf{F}_{13} = F_{13y} \mathbf{e}_{yA} + F_{13z} \mathbf{e}_{zA} \quad (11)$$

$$\mathbf{F}_{24} = F_{24y} \mathbf{e}_{yA} + F_{24z} \mathbf{e}_{zA} \quad (12)$$

$$\mathbf{W} = -m\mathbf{g}\mathbf{e}_{zA} \quad (13)$$

$$\mathbf{F}_a = -m\mathbf{a}\mathbf{e}_{yA} \quad (14)$$

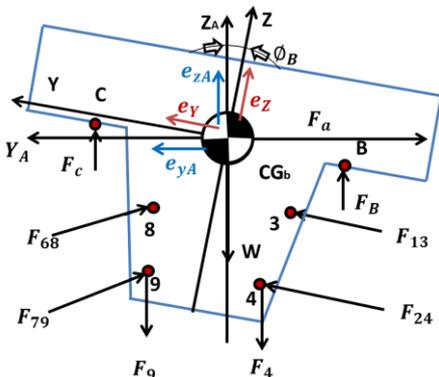


Fig. 3 Forces at each hitch point

また、車体系の上下・左右・ローリングの運動方程式を下記に表せる。

$$m\Delta\ddot{\mathbf{z}} = (\mathbf{F}_c + \mathbf{F}_B + \mathbf{F}_{68} + \mathbf{F}_{79} + \mathbf{F}_{13} + \mathbf{F}_{24} + \mathbf{F}_4 + \mathbf{F}_9 - m\mathbf{g})\mathbf{e}_{zA} \quad (15)$$

$$m\Delta\ddot{\mathbf{y}} = (\mathbf{F}_c + \mathbf{F}_B + \mathbf{F}_{68} + \mathbf{F}_{79} + \mathbf{F}_{13} + \mathbf{F}_{24} + \mathbf{F}_4 + \mathbf{F}_9 - ma_0)\mathbf{e}_{yA} \quad (16)$$

$$I\ddot{\phi}_B = \mathbf{r}_3 \times \mathbf{F}_{13} + \mathbf{r}_4 \times (\mathbf{F}_4 + \mathbf{F}_{24}) + \mathbf{r}_8 \times \mathbf{F}_{68} + \mathbf{r}_9 \times (\mathbf{F}_9 + \mathbf{F}_{79}) + \mathbf{r}_B \times \mathbf{F}_B + \mathbf{r}_c \times \mathbf{F}_c \quad (17)$$

2. 5 バネ系に働く力

左右のバネ系に働く力については図4に示す。右バネ系に働く力は次式で与えられる。

$$\mathbf{F}_B = (F_4 + F_2)\mathbf{e}_{zA} \quad (18)$$

$$\mathbf{F}_2 = -\frac{l_{4s}}{l_{sd}} F_B \mathbf{e}_{zA} \quad (19)$$

$$\mathbf{F}_4 = -\frac{l_{2s}}{l_{sd}} F_B \mathbf{e}_{zA} \quad (20)$$

同様に左系バネ系に働く力は下記となる。

$$\mathbf{F}_C = (F_7 + F_9)\mathbf{e}_{zA} \quad (21)$$

$$\mathbf{F}_7 = -\frac{l_{7s}}{l_{sd}} F_C \mathbf{e}_{zA} \quad (22)$$

$$\mathbf{F}_9 = -\frac{l_{9s}}{l_{sd}} F_C \mathbf{e}_{zA} \quad (23)$$

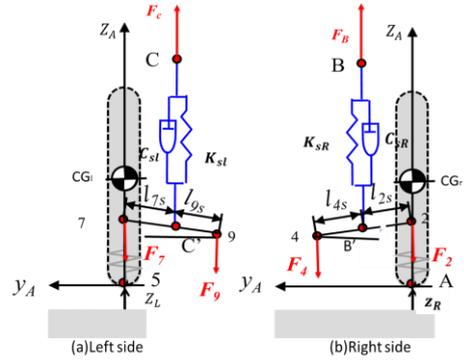


Fig. 4 Forces by spring parts

2. 6 車体系に加える力

運動全体を見るために車両全体に働く外力を特定しておく必要がある。そこで図5に車両に遠心力 F_a が働いた場合に車体に加える外力を示している。図より左右輪の接地荷重を下式に示す。

$$N_{z5} = N_{z50} - \Delta N_z = \frac{m\{g b_R - h a\}}{b} \quad (24)$$

$$N_{zA} = N_{zA0} + \Delta N_z = \frac{m\{g(b - b_R) + h a\}}{b} \quad (25)$$

そこで上式を用いてタイヤの横力を求める。

$$F_{y5} = F_a \frac{N_{z5}}{mg} = ma \frac{N_{z5}}{mg} = \frac{aN_{z5}}{g} \quad (26)$$

$$F_{yA} = F_a \frac{N_{zA}}{mg} = ma \frac{N_{zA}}{mg} = \frac{aN_{zA}}{g} \quad (27)$$

ただし,

$$a = \Delta a - a_0, \quad b_R = \frac{b}{2} + y, \quad h = h_G + z$$

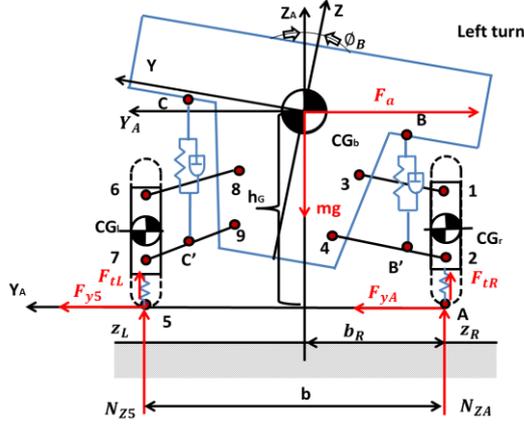


Fig. 5 External forces at the vehicle

2. 7 バネ下に加える力

左右輪に働く力を図6にまとめる. 左右リンク力の記述を次式に示す.

$$\mathbf{F}_{13} = -F_{13} \cos(\theta_{30} + \Delta\theta_3) \mathbf{e}_{yA} + F_{13} \sin(\theta_{30} + \Delta\theta_3) \mathbf{e}_{zA} \quad (28)$$

$$\mathbf{F}_{24} = -F_{24} \cos(\theta_{40} + \Delta\theta_4) \mathbf{e}_{yA} + F_{24} \sin(\theta_{40} + \Delta\theta_4) \mathbf{e}_{zA} \quad (29)$$

$$\mathbf{F}_{68} = -F_{68} \cos(\theta_{80} + \Delta\theta_8) \mathbf{e}_{yA} + F_{68} \sin(\theta_{80} + \Delta\theta_8) \mathbf{e}_{zA} \quad (30)$$

$$\mathbf{F}_{79} = -F_{79} \cos(\theta_{90} + \Delta\theta_9) \mathbf{e}_{yA} + F_{79} \sin(\theta_{90} + \Delta\theta_9) \mathbf{e}_{zA} \quad (31)$$

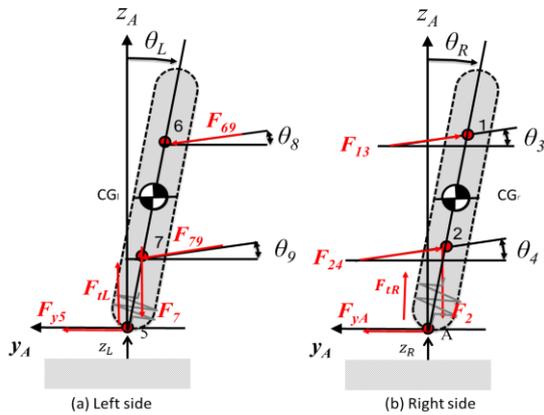


Fig. 6 Forces at un-sprung mass parts

ここで, バネ下における横力の釣り合いおよび接地点回りのモーメントの釣り合いは式(32)~(35)下記する.

$$F_{yA} = F_{13} \cos(\theta_{30} + \Delta\theta_3) + F_{24} \cos(\theta_{40} + \Delta\theta_4) \quad (32)$$

$$F_{y5} = F_{68} \cos(\theta_{80} + \Delta\theta_8) + F_{79} \cos(\theta_{90} + \Delta\theta_9) \quad (33)$$

$$\mathbf{M}_A = \mathbf{r}_1 \times \mathbf{F}_{13} + \mathbf{r}_2 \times \mathbf{F}_{24} + \mathbf{r}_2 \times \mathbf{F}_2 \quad (34)$$

$$\mathbf{M}_5 = \mathbf{r}_6 \times \mathbf{F}_{68} + \mathbf{r}_7 \times \mathbf{F}_{79} + \mathbf{r}_7 \times \mathbf{F}_7 \quad (35)$$

また, タイヤ力に関しては, 路面入力によりタイヤ上下力のみが直接的に変動するものとして左右輪タイヤ力は次のように示される.

$$\mathbf{F}_{tR} = (-K_t(Z_{tR} - Z_R)) \mathbf{e}_{zA} \quad (36)$$

$$\mathbf{F}_{tL} = (-K_t(Z_{tL} - Z_L)) \mathbf{e}_{zA} \quad (37)$$

左右輪の上下運動に関する方程式を下記に示す.

$$m_t \ddot{Z}_{tR} = F_{13z} + F_{24z} + F_{tRz} + F_{2z} + N_{zA} \quad (38)$$

$$m_t \ddot{Z}_{tL} = F_{68z} + F_{79z} + F_{tLz} + F_{7z} + N_{z5} \quad (39)$$

3. 解析

3. 1 接地荷重の変化

車は4つのタイヤで支えられており, それぞれのタイヤはハガキ1枚ほどの広さで路面と接している. 車体を加速させたり, 曲げたり, 止めたりする力は全てタイヤと路面の接触面に発生する摩擦力なので, タイヤが車両の限界性能を決める最も重要な要素となる. ここで, タイヤは接地荷重の変化に伴い限界性能も変化するため, 走行路面や走行状況による接地荷重への影響について検討を行う.

解析では車速70[km/h], 横加速度0.4[G]で旋回している状態を想定し, 路面振幅0.005[m], 路面入力を0.1~20 [Hz]とした.

横加速度を0.4[G]で高周波数路面(10[Hz])と低周波数路面(1.5[Hz])で走行する際の右タイヤの接地荷重変化について図7に示す.

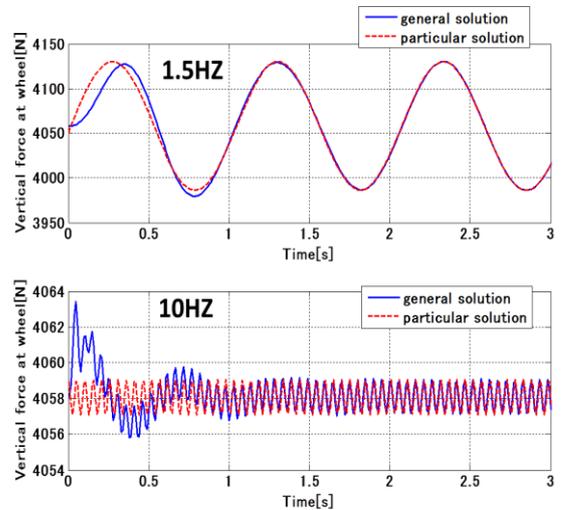


Fig. 7 Vertical load change at wheel-frequency

図7から路面入力が高周波数の場合、時間の経過につれて変動幅は減少し、定常状態になる傾向が見られるに対して、路面入力が低周波数の場合、変動幅がほとんど変化しないことを確認した。そこで、定常区間での周波数による接地荷重の変動幅と路面入力の関係について図8に示す。

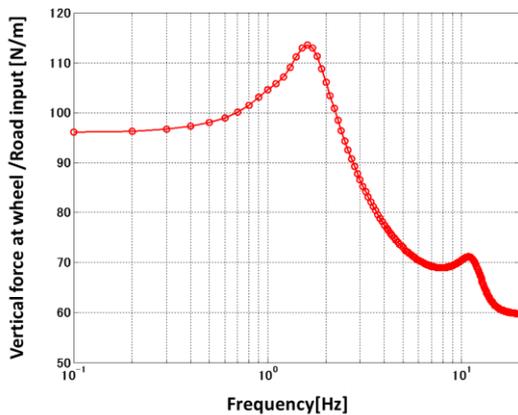


Fig. 8 Effect of input for vertical load change in quasi-steady

そこから、定常状態においては路面入力の周波数が増加とともに接地荷重の変動幅が減少する傾向があるため、定常状態だけを考える場合に、低周波数の路面入力だけを考えればよいのである。

また、図7から 0~1[s]のあたりに接地荷重が大きく変動することを確認した。つまり、過度挙動まで考えると、高周波数の路面入力を受けた直後の過渡的な接地荷重変動を確認する必要がある。また、タイヤの横力にも影響を与える要因として考えられる。

3. 2 ロール運動

図9は、横加速度が異なる条件でのロール運動の時間的変化である。横加速度が 0.4[G]と 0.1[G]で走行する際に、低周波数のロール運動が大きいことが確認できた。また、横加速度によるロール角の変動への影響がほとんどないことがわかる。旋回中に横加速度より路面入力の方が車体ロール変動に与える影響が大きいと考えられる。

4. 結論

本報は、先行研究で構築された力学モデルに基づいて5自由度を持つリヤーフモデルに拡張し、路面入力が車両挙動に与える影響について検討を行ったものである。荒れた路面に入った瞬間に接地荷重がかなり変動することが判明した。この接地荷重変動により横力も変動し車両のヨー運動に大きく影響を与えることを推測することが出来る。路面入力時のヨー挙動を正確に検討できるようにーフモデルから4輪モデルへの拡張を行う必要がある。

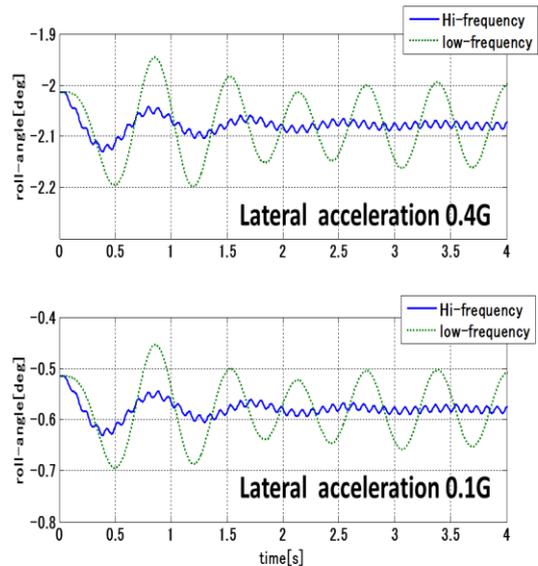


Fig. 9 Roll motion-frequency

参考文献

- (1) 景山ら：ロール運動に与えるサスペンションの影響に関する研究—第1報：簡易的な前後ーフモデルを用いたダブルウィッシュボーンの基礎解析モデル—，自動車技術会 学術講演会前刷集，No. 122-14
- (2) KYB 株式会社：自動車のサスペンション—構造・理論・評価— グランプリ出版，2013，251p.
- (3) 宇野：車両運動性能とシャシーメカニズム グランプリ出版，2011，295p.

Table. 1 parameters of half model

- F_{xx} : Forces at each hitch point (N)
- m : Mass (kg)
- ϕ_B : Roll angle (deg)
- θ_{xx} : Link angle (deg)
- a : Lateral acceleration (m/s^2)
- g : Gravitational acceleration (m/s^2)
- K_{xx} : Vertical spring constant (N/m)
- C_{xx} : Vertical damping coefficient (Ns/m)
- Z_{xx} : Vertical displacement (m)
- Y_{xx} : Lateral displacement (m)
- b : Tread (m)
- h_G : Height of Gravity (m)
- r_{xx} : Length of Gravity to hitch point (m)