

INADEGUATEZZA DELLE CORSIE DI DECELERAZIONE PROPOSTE DALLA NORMATIVA CNR.

Sascia Canale, Francesco Nicosia, Salvatore Leonardi

1. Premesse.

Nell'ambito delle problematiche connesse alla sicurezza stradale, una questione ancora irrisolta è quella relativa all'adeguatezza (o meno) della metodologia di progettazione delle corsie di decelerazione.

La manovra di uscita dalla carreggiata principale, secondo le Norme del CNR, si svolge così come si evidenzia dalla figura 1: il veicolo che marcia in rettilineo ad una velocità pari (o molto prossima) a quella consentita dal Codice della Strada, giunto in prossimità della "zona triangolare" della corsia di decelerazione (punto A in figura 1), comincia a sterzare e mantiene la stessa velocità che aveva nella corsia di marcia normale. Il veicolo, in seguito, giunge in corrispondenza della linea di separazione tra la corsia di marcia e quella di uscita (punto B); il guidatore ha, pertanto, l'esigenza di effettuare l'inversione del senso della sterzata per consentire al veicolo di raggiungere il punto C e percorrere, quindi, in decelerazione, il tronco di corsia che, protraendosi fino ad una porzione della rampa di uscita vera e propria, dovrebbe garantire il raggiungimento della velocità di marcia consentita sulle rampe.

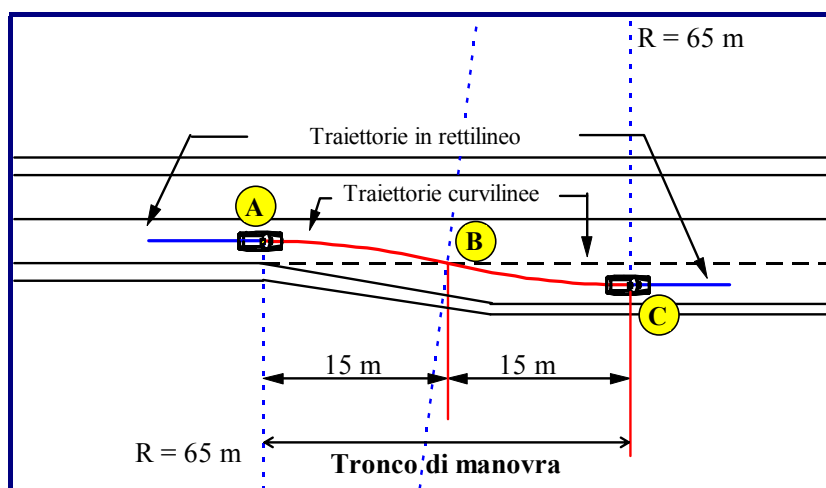


Fig. 1 - Schematizzazione della manovra di uscita in base alle indicazioni della normativa CNR.

In base alla schematizzazione appena enunciata, il veicolo percorre le due traiettorie curvilinee (quella da A a B e quella da B a C) descrivendo un raggio

planimetrico di circa 65 m; la distanza complessiva ed in rettilineo, tra il punto A ed il punto C si mantiene generalmente intorno ai 30 metri ⁽¹⁾.

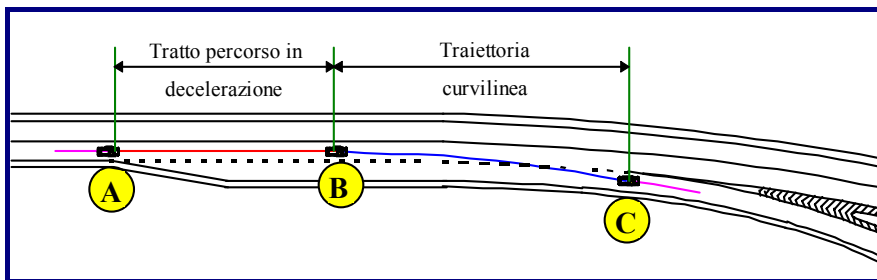


Fig. 2 - Schema della “manovra di uscita” statisticamente più frequente.



Fig. 3 - Manovra di immissione in una corsia di decelerazione (Tangenziale Ovest di Catania).

In realtà, e l'osservazione “sul campo” lo conferma, nella maggior parte dei casi le corsie di decelerazione divengono oggetto di una modalità di esecuzione di manovra completamente differente da quella supposta dalla normativa CNR. Infatti (Fig. 2) il veicolo giunto in prossimità della corsia di uscita (punto A), continua a rimanere nella carreggiata principale cominciando ivi a decelerare fino ad una velocità tale

⁽¹⁾ “Norme sulle caratteristiche geometriche e di traffico delle intersezioni stradali urbane” - Bollettino Ufficiale del CNR - Anno XVIII - N.90 - 15/4/1983.

(punto B) da consentire, in sicurezza, l'inizio alla manovra di sterzata giungendo (punto C) così in prossimità del punto di divergenza delle due corsie alla velocità richiesta.

Quanto detto, oltre ad evidenziare in modo palese lo sconvolgimento dell'attuale criterio progettuale che sta alla base delle corsie di decelerazione, pone in essere serie problematiche in materia di sicurezza: infatti l'utilizzo della corsia di marcia come "tronco di decelerazione" si rivela foriero di improvvisi rallentamenti, causa potenziale di incidenti per tamponamento che si rivelano spesso particolarmente gravi per effetto delle elevate velocità di marcia.

A riguardo i dati ISTAT confermano (Fig. 4) il tamponamento come causa prioritaria di incidentalità e la più frequente dopo lo scontro frontale-laterale. E' doveroso notare che la graficizzazione di figura 4 è relativa ai valori di incidentalità riferiti a tutta la rete viaria italiana; è comunque opportuno sottolineare che, anche i rilievi condotti dalla Polizia Stradale, evidenziano come, per le strade con caratteristiche autostradali, il tamponamento si manifesti quasi sempre proprio in prossimità del tronco stradale parallelo alla corsia di decelerazione.

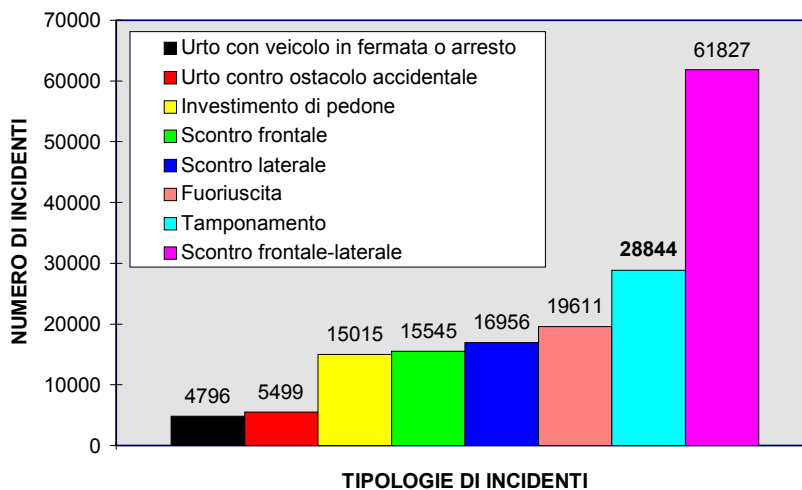


Fig. 4 - Dati di incidentalità riferiti alle cause scatenanti (Dati ISTAT 1993).

E' indubbio che una delle motivazioni che sollecitano il guidatore ad effettuare l'immissione nella rampa di uscita rallentando nella corsia di marcia, è da ricercarsi nel "disagio psicologico" dovuto all'"idea" di compiere, a velocità costante, una manovra di deviazione. A tal proposito esistono, in letteratura, numerosi studi legati

all'indagine sul comportamento psichico dell'uomo-guidatore; tuttavia, in questa memoria, prescindendo da queste "implicazioni psicologiche", il nostro intento è quello di dimostrare l'impossibilità pratica di svolgere la traiettoria di uscita in base ai consigli della normativa CNR. A tal fine saranno presi in esame i parametri oggettivi o "oggettivizzabili" come quelli legati sia alla stabilità direzionale dei veicoli che ai tempi di reazione del guidatore.

2. Schematizzazione analitica del veicolo che effettua la manovra di uscita.

Lo studio del comportamento del veicolo che effettua la traiettoria curvilinea in corrispondenza della corsia di decelerazione, è stato effettuato adottando un modello di simulazione che consente l'analisi del moto non a regime ed a velocità costante del veicolo considerato come corpo rigido.

L'ipotesi di veicolo come corpo rigido implica due importanti conseguenze:

- il moto del veicolo è un moto piano;
- il veicolo è un sistema iperstatico (quindi le reazioni normali al piano del moto sono indeterminate).

Si considerino due sistemi di riferimento (Fig. 5):

- ◆ uno inerziale fisso $Ox'y'$, avente gli assi giacenti sul piano stradale;
- ◆ uno mobile Gxy , fisso al veicolo e con origine nel baricentro del veicolo medesimo.

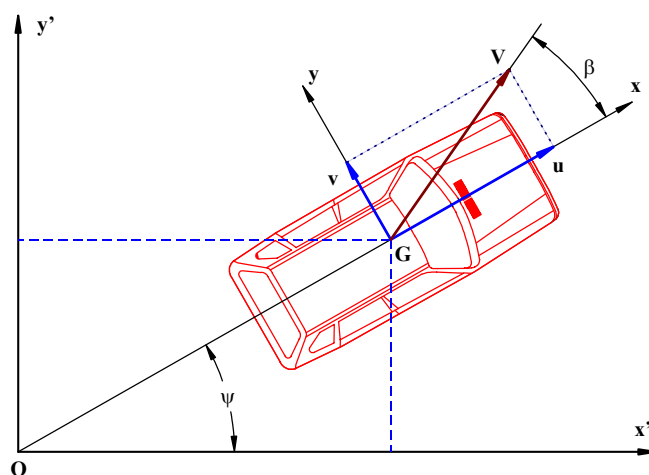


Fig. 5- Sistemi di riferimento per l'analisi del moto non a regime ed a velocità costante del veicolo.

Mediante l'adozione dei due sistemi di riferimento suddetti, è possibile descrivere la traiettoria (rispetto al sistema fisso $Ox'y'$) del baricentro (G) del veicolo assoggettato ad un angolo di imbardata ψ ed ad un angolo di deriva β .

Le equazioni che caratterizzano il moto del veicolo sono:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{L}}{dt} \quad [1]$$

$$\vec{M} = \frac{d\vec{H}}{dt} \quad [2]$$

dove \vec{F} ed \vec{M} sono le risultanti delle forze e dei momenti applicati al corpo dall'esterno ed \vec{L} e \vec{H} rappresentano la quantità di moto ed il momento della quantità di moto del corpo, descrivibili dalle seguenti relazioni:

$$L = m \cdot \vec{V} \quad [3]$$

$$\vec{H} = J_z \cdot \psi \quad [4]$$

dove:

m = massa del veicolo.

\vec{V} = vettore velocità.

J_z = momento d'inerzia del veicolo rispetto all'asse baricentrico ed ortogonale al piano del moto.

ψ = accelerazione angolare.

Sviluppando le equazioni del moto rispetto al sistema inerziale $Ox'y'$ si ottiene il sistema di forze che regola il moto:

$$\begin{cases} m \cdot x' = F_x' \\ m \cdot y' = F_y' \\ J_z \cdot \psi = M_z \end{cases} \quad [5]$$

Nel caso invece del sistema di riferimento solidale al "corpo", occorre analizzare cosa accade, dopo un intervallo di tempo Δt , nel passaggio da un punto all'altro lungo una traiettoria curvilinea.

Con riferimento alla figura 6, indichiamo con v_x e v_y le componenti della velocità v all'istante t secondo i due assi x,y fissi al veicolo, con origine nel baricentro $G \equiv O$.

Dopo un certo intervallo di tempo Δt , il veicolo si troverà ad occupare una nuova posizione O_1 caratterizzata da una rotazione $\Delta\theta$ degli assi x e y .

E' evidente che nell'intervallo di tempo considerato, il veicolo subirà le variazioni di velocità δv_x e δv_y nel passare dal punto O ad O_1 .

E' possibile esprimere la variazione δv_x nel seguente modo:

$$\begin{aligned} \delta v_x &= [(v_x + \Delta v_x) \cdot \cos \Delta\theta - v_x] - (v_y + \Delta v_y) \cdot \sin \Delta\theta = \\ &= v_x \cdot \cos \Delta\theta + \Delta v_x \cdot \cos \Delta\theta - v_x - v_y \cdot \sin \Delta\theta - \Delta v_y \cdot \sin \Delta\theta \quad [6] \end{aligned}$$

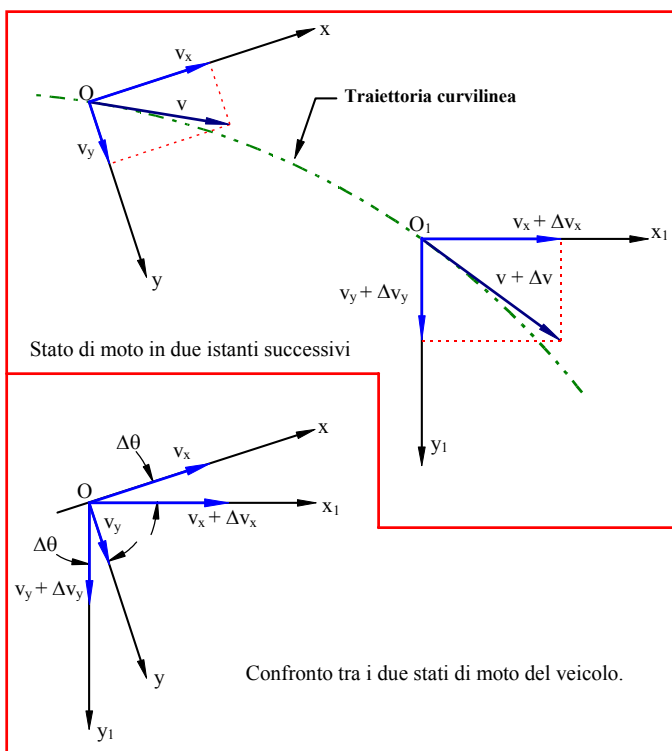


Fig. 6 - Schematizzazione del moto del baricentro di un veicolo lungo una traiettoria curvilinea.

Per piccoli valori di $\Delta\theta$ possiamo scrivere:

$$\cos \Delta\theta \cong 1$$

$$\sin \Delta\theta \cong \Delta\theta$$

Linearizzando la [6] si ottiene pertanto:

$$\delta v_x = \dot{v}_x + \Delta v_x - \dot{v}_x - v_y \cdot \Delta\theta - \Delta v_y \cdot \Delta\theta$$

ed in definitiva, trascurando i termini del 2° ordine, si giunge alla seguente espressione:

$$\delta v_x = \Delta v_x - v_y \cdot \Delta\theta \quad [7]$$

Derivando la [7] rispetto al tempo si ricava facilmente la componente dell'accelerazione lungo l'asse x:

$$a_x = \frac{\delta v_x}{\delta t} = \frac{dv_x}{dt} - v_y \cdot \frac{d\theta}{dt} = \dot{v}_x - v_y \cdot \dot{\theta} \quad [8]$$

Se indichiamo inoltre le componenti della forza F, della velocità angolare ψ e della velocità V secondo il "sistema-corpo" Gxy rispettivamente con X, Y, Z; p, q, r ed u, v, w, è possibile riscrivere la [8] nella seguente maniera:

$$a_x = \dot{u} - r \cdot v \quad [9]$$

Seguendo un procedimento del tutto analogo si può ricavare la componente dell'accelerazione secondo l'asse y:

$$\begin{aligned} \delta v_y &= \left[(v_y + \Delta v_y) \cdot \cos \Delta\theta - v_y \right] + (v_x + \Delta v_x) \cdot \sin \Delta\theta = \\ &= v_y \cdot \cos \Delta\theta + \Delta v_y \cdot \cos \Delta\theta - v_y + v_x \cdot \sin \Delta\theta + \Delta v_x \cdot \sin \Delta\theta \end{aligned} \quad [10]$$

Per valori di $\Delta\theta$ molto piccoli e trascurando il termine del secondo ordine, si ottiene:

$$\delta v_y = \Delta v_y + v_x \cdot \Delta\theta \quad [11]$$

Pertanto:

$$a_y = \frac{\delta v_y}{\delta t} = \frac{dv_y}{dt} + v_x \cdot \frac{d\theta}{dt} = \dot{v}_y + v_x \cdot \dot{\theta} \quad [12]$$

Esprimendo la [12] secondo gli "assi-corpo", si ha:

$$a_y = \dot{v} + r \cdot u \quad [13]$$

Le equazioni del moto rispetto al sistema di riferimento solidale al veicolo divengono pertanto:

$$\begin{cases} \sum X = m \cdot (\dot{u} - \dot{r} \cdot v) \\ \sum Y = m \cdot (\dot{v} + \dot{r} \cdot u) \\ \sum N = J_z \cdot \dot{r} \end{cases} \quad [14]$$

Nel sistema [14] è possibile esprimere le componenti u e v della velocità V in funzione dell'angolo di deriva β (Fig. 5):

$$\begin{cases} u = V \cdot \cos \beta \\ v = V \cdot \sin \beta \end{cases} \quad [15]$$

Per valori piccoli di β , si può assumere che:

$$\begin{cases} u \cong V \\ v \cong V \cdot \beta \end{cases} \quad [16]$$

Il sistema [14] diventa quindi:

$$\begin{cases} \sum X = m \cdot (\dot{V} - r \cdot v) = m \cdot (\dot{V} - r \cdot V \cdot \beta) \\ \sum Y = m \cdot (v + r \cdot V) = m \cdot V \cdot (\dot{\beta} + r) + m \cdot \beta \cdot \dot{V} \\ \sum N = J_z \cdot \dot{r} \end{cases} \quad [17]$$

Per lo studio della traiettoria curvilinea facciamo adesso riferimento al veicolo a due ruote (Fig. 7). L'adozione di questo tipo di schematizzazione può esprimere, seppur con elevata semplificazione, un primo approccio di studio di un veicolo a due assi e quattro ruote che percorre una curva con angolo di sterzata δ .

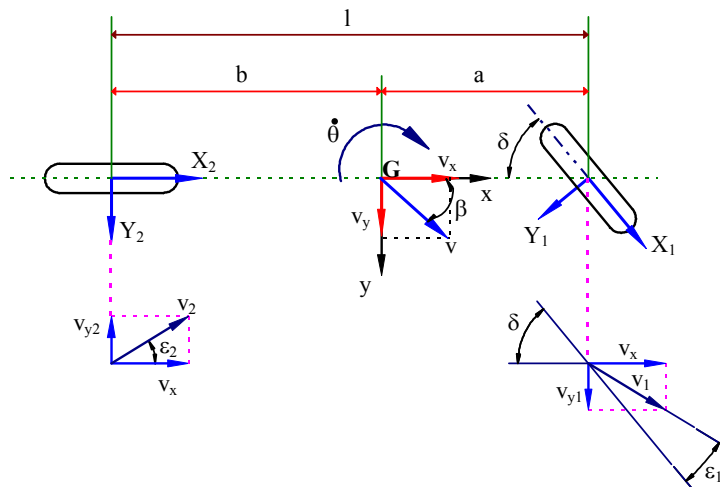


Fig. 7 - Schematizzazione semplificata del moto curvilineo di un veicolo.

E' importante mettere in risalto che nello schema di figura 7, sono evidenziati *gli angoli di deriva* ε_1 ed ε_2 , mentre δ rappresenta l'angolo di sterzata della ruota anteriore. Ci sembra opportuno ricordare che la deriva è quello scostamento angolare subito dal pneumatico nel momento in cui esso è sottoposto ad una forza ortogonale al proprio piano di rotolamento.

Dagli studi effettuati sulla deformabilità del pneumatico si osserva che il "valore della deriva" dipende da molteplici parametri, quali il carico gravante sulla ruota, la velocità di marcia, la pressione di gonfiaggio, le condizioni della strada, etc..

Da rilievi sperimentali è possibile dedurre la relazione che intercorre tra l'angolo di deriva ε e la forza trasversale F_y al variare del carico P gravante sulla ruota (Fig. 8).

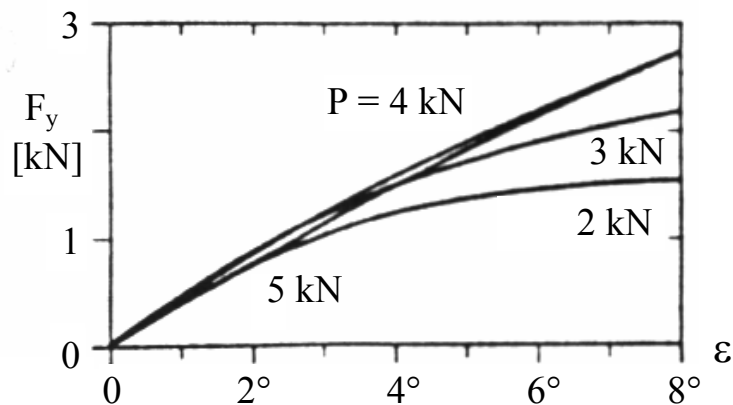


Fig. 8 - Andamento di F_y in funzione del carico P e dell'angolo di deriva ε .
Pneumatico 5.60-16, $p = 180$ kPa, $V = 50$ km/h.

Con riferimento alla figura 8, si può osservare che per bassi valori dell'angolo di deriva, risultando preminenti i "contatti", esiste una relazione di proporzionalità diretta (tipo legge di Hooke) tra la forza trasversale e l'angolo ε , per cui è possibile scrivere la seguente relazione:

$$Y_i = C_i \cdot \varepsilon_i \quad [18]$$

dove:

C_i = rigidezza di deriva dell'asse i-esimo;

ε_i = angolo di deriva dell'asse i-esimo.

Per valori elevati dell'angolo di deriva gli strisciamenti aumentano in modo tale da pregiudicare le forze di reazione del pneumatico e, conseguentemente, la stessa stabilità trasversale del veicolo.

E' importante notare come le leggi sperimentali $F_y(\varepsilon)$ possano essere approssimate mediante espressioni polinomiali del tipo di quella appresso riportata e graficizzata in Fig. 9:

$$\begin{cases} Y = -C \cdot \varepsilon \cdot \left[1 - \frac{4}{27} \cdot \left(\frac{C}{Y_{\max}} \right)^2 \cdot \varepsilon^2 \right] & \text{per } 0 \leq |\varepsilon| \leq \frac{3}{2} \cdot \frac{Y_{\max}}{C} \text{ (zona di stabilità)} \\ Y = -Y_{\max} \cdot \frac{\varepsilon}{|\varepsilon|} & \text{per } |\varepsilon| \geq \frac{3}{2} \cdot \frac{Y_{\max}}{C} \text{ (zona di instabilità)} \end{cases} \quad [19]$$

dove C ed Y_{\max} sono, rispettivamente, la rigidezza a deriva e la massima sollecitazione trasversale tipiche del pneumatico considerato.

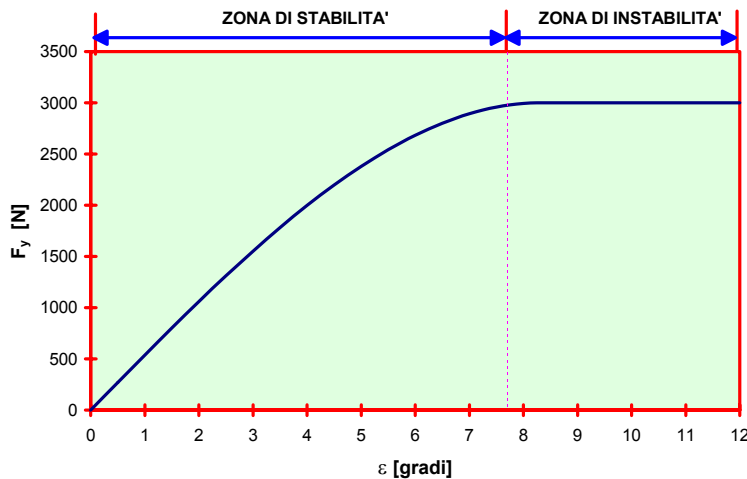


Fig. 9 - Diagramma $F_y(\varepsilon)$ per un pneumatico caratterizzato da: $C = 31 \text{ kN/rad}$; $Y_{\max} = 3 \text{ kN}$.

Nel caso di veicolo a quattro ruote che descrive traiettorie curvilinee, a causa della forza centrifuga, le forze che "caricano" i pneumatici sono tra loro diverse; tuttavia, in virtù dello schema semplificato di Fig. 7, si farà riferimento ad un unico valore della deriva (ε_1) per l'avantreno ed a un unico angolo di deriva (ε_2) per il retrotreno.

Con riferimento sempre alla figura 7, considerando la presenza di un'ipotetica forza trasversale esterna Y_e e di una coppia esterna N_e , e tenendo presente il ruolo dei

momenti di autoallineamento offerti dai pneumatici (N_a) è possibile esprimere le equazioni del moto nel seguente modo:

$$\begin{cases} \sum X = X_1 \cdot \cos\delta - Y_1 \cdot \sin\delta + X_2 \\ \sum Y = Y_1 \cdot \cos\delta + X_1 \cdot \sin\delta + Y_2 + Y_e \\ \sum N = J_z \cdot r = a \cdot Y_1 \cdot \cos\delta + a \cdot X_1 \cdot \sin\delta - b \cdot Y_2 - b \cdot X_2 + \sum N_a + N_e \end{cases} \quad [20]$$

Se, come di consueto, linearizziamo le funzioni trigonometriche dell'angolo δ il sistema [20] diviene:

$$\begin{cases} \sum X = X_1 - Y_1 \cdot \delta + X_2 \\ \sum Y = Y_1 + X_1 \cdot \delta + Y_2 + Y_e \\ \sum N = J_z \cdot r = a \cdot Y_1 + a \cdot X_1 \cdot \delta - b \cdot Y_2 - b \cdot X_2 + \sum N_a + N_e \end{cases} \quad [21]$$

Dalla figura 6 si evince inoltre che le velocità trasversali dei due assi sono:

$$\begin{cases} v_{y1} = v_y + a \cdot r \\ v_{y2} = v_y - b \cdot r \end{cases} \quad [22]$$

per cui gli angoli di deriva risultano:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = -\delta + \frac{v_y + a \cdot r}{v_x} \\ \varepsilon_2 = \frac{v_{y2}}{v_x} = \frac{v_y - b \cdot r}{v_x} \end{cases} \quad [23]$$

Essendo $v_x \cong V$ e, poiché il rapporto $\frac{v_y}{v_x}$ rappresenta l'angolo β di deviazione della traiettoria del veicolo, il sistema [23] può essere così riscritto:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = \beta + \frac{a \cdot r}{V} - \delta \\ \varepsilon_2 = \beta - \frac{b \cdot r}{V} \end{cases} \quad [24]$$

Introducendo nella [18] l'espressione [24] degli angoli di deriva, si ottiene:

$$\begin{cases} Y_1 = C_1 \cdot \beta + C_1 \cdot \frac{a \cdot r}{V} - C_1 \cdot \delta \\ Y_2 = C_2 \cdot \beta - C_2 \cdot \frac{b \cdot r}{V} \end{cases} \quad [25]$$

Per quanto riguarda i momenti di autoallineamento dovuti ai pneumatici, si può utilizzare la seguente espressione linearizzata:

$$N_{a1} + N_{a2} = N_{\alpha 1} \cdot \varepsilon_1 + N_{\alpha 2} \cdot \varepsilon_2 \quad [26]$$

Nel caso del veicolo schematizzato secondo la Fig. 7, i momenti di autoallineamento ($N_{\alpha 1}$ ed $N_{\alpha 2}$) vanno riferiti all'intero assale, per cui il loro valore risulta doppio rispetto a quello relativo al singolo pneumatico.

Quindi, nell'ipotesi di completa linearizzazione delle equazioni del moto ed applicando il principio di sovrapposizione degli effetti, la seconda e la terza equazione del sistema [21] possono essere esplicitate in forma compatta:

$$\sum Y = Y_\beta \cdot \beta + Y_r \cdot r + Y_\delta \cdot \delta + Y_e \quad [27]$$

$$\sum N = N_\beta \cdot \beta + N_r \cdot r + N_\delta \cdot \delta + N_e \quad [28]$$

Dove:

$$\begin{cases} Y_\beta = -C_1 - C_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot (C_Y)_\beta \\ Y_r = \frac{1}{V} \cdot (-a \cdot C_1 + b \cdot C_2) \\ Y_\delta = C_1 \end{cases} \quad [29]$$

e, [30]:

$$\begin{cases} N_\beta = -a \cdot C_1 + b \cdot C_2 + N_{\alpha 1} + N_{\alpha 2} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot l \cdot (C_N)_\beta + H_G \cdot (C_1 + C_2) \cdot (f_0 + K \cdot V^2) \\ N_r = \frac{1}{V} \cdot [-a^2 \cdot C_1 - b^2 \cdot C_2 + a \cdot N_{\alpha 1} - b \cdot N_{\alpha 2} + H_G \cdot (a \cdot C_1 - b \cdot C_2) \cdot (f_0 + K \cdot V^2)] \\ N_\delta = a \cdot C_1 - N_{\alpha 1} - H_G \cdot C_1 \cdot (f_0 + K \cdot V^2) \end{cases}$$

Le espressioni costituenti i sistemi [29] e [30] rappresentano le cosiddette “derivate di stabilità”; tali valori risultano costanti nel caso in cui vengono trascurati gli effetti delle forze aerodinamiche e del momento imbardante dovuto al trasferimento di

carico. Nelle espressioni delle derivate di stabilità, oltre le quantità ben note viste in precedenza, sono stati introdotti i valori caratteristici dell'autoveicolo e del sistema, ossia:

ρ = densità dell'aria;

S = superficie maestra del veicolo;

a = distanza del baricentro del veicolo dall'asse anteriore;

b = distanza del baricentro del veicolo dall'asse posteriore;

l = distanza tra gli assi del veicolo;

H_G = altezza del baricentro;

$(C_Y)_\beta$ e $(C_N)_\beta$ = caratteristiche aerodinamiche del veicolo;

f_0 = coefficiente di rotolamento;

K = coefficiente di resistenza all'avanzamento.

Combinando il sistema [17] con le equazioni [27] e [28], si ottiene:

$$\begin{cases} \sum Y = m \cdot V \cdot (\dot{\beta} + r) + m \cdot \dot{V} \cdot \beta = Y_\beta \cdot \beta + Y_r \cdot r + Y_\delta \cdot \delta + Y_e \\ \sum N = J_z \cdot \dot{r} = N_\beta \cdot \beta + N_r \cdot r + N_\delta \cdot \delta + N_e \end{cases} \quad [31]$$

Il sistema [31] può essere scritto in forma matriciale:

$$\begin{bmatrix} m \cdot V & 0 \\ 0 & J_z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} m \cdot V - Y_\beta & m \cdot V - Y_r \\ -N_\beta & -N_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \beta \\ r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_\delta & 1 & 0 \\ N_\delta & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta \\ Y_e \\ N_e \end{Bmatrix} \quad [32]$$

Dalla risoluzione del sistema [32] è possibile ottenere le espressioni di r ed \dot{r} :

$$r = \frac{Y_\beta \cdot \beta + Y_\delta \cdot \delta + Y_e - m \cdot V \cdot \dot{\beta}}{m \cdot V - Y_r} \quad [33]$$

$$\dot{r} = \frac{Y_\beta \cdot \dot{\beta} + Y_\delta \cdot \dot{\delta} + Y_e - m \cdot V \cdot \ddot{\beta}}{m \cdot V - Y_r} \quad [34]$$

Sostituendo la [33] e la [34] nella seconda equazione del sistema [31] si ha:

$$J_z \cdot \frac{Y_\beta \cdot \dot{\beta} + Y_\delta \cdot \dot{\delta} + Y_e - m \cdot V \cdot \ddot{\beta}}{m \cdot V - Y_r} = N_\beta \cdot \beta + N_r \cdot \frac{Y_\beta \cdot \beta + Y_\delta \cdot \delta + Y_e - m \cdot V \cdot \dot{\beta}}{m \cdot V - Y_r} + N_\delta \cdot \delta + N_e$$

cioè:

$$J_z \cdot m \cdot V \cdot \dot{\beta} = (J_z \cdot Y_\beta + m \cdot V \cdot N_r) \cdot \dot{\beta} - [N_\beta \cdot (m \cdot V - Y_r) + N_r \cdot Y_\beta] \cdot \beta + \\ - [N_\delta \cdot (m \cdot V - Y_r) + N_r \cdot Y_\delta] \cdot \delta + J_z \cdot Y_\delta \cdot \dot{\delta} - N_r \cdot Y_e - (m \cdot V - Y_r) \cdot N_e + J_z \cdot Y_e \quad [35]$$

Analogamente si possono ottenere i valori di β e $\dot{\beta}$, i quali, sostituiti nella prima equazione del sistema [31], forniscono:

$$J_z \cdot m \cdot V \cdot r = (J_z \cdot Y_\beta + m \cdot V \cdot N_r) \cdot r - [N_\beta \cdot (m \cdot V - Y_r) + N_r \cdot Y_\beta] \cdot r + \\ + (N_\beta \cdot Y_\delta - N_\delta \cdot Y_\beta) \cdot \delta + m \cdot V \cdot N_\delta \cdot \dot{\delta} + N_\beta \cdot Y_e - Y_\beta \cdot N_e + m \cdot V \cdot \dot{N}_e \quad [36]$$

Per lo studio del moto non a regime ed a velocità costante è possibile trascurare nelle equazioni [35] e [36] il termine $\dot{V} = \frac{dV}{dt} = 0$, ottenendo un sistema di equazioni il quale, in forma sintetica, risulta siffatto:

$$\begin{cases} P \cdot \dot{\beta} + Q \cdot \beta + U \cdot \delta = S' \cdot \delta + T' \cdot \dot{\delta} - N_r \cdot Y_e - (m \cdot V - Y_r) \cdot N_e + J_z \cdot Y_e \\ P \cdot r + Q \cdot r + U \cdot \delta = S'' \cdot \delta + T'' \cdot \dot{\delta} + N_\beta \cdot Y_e - Y_\beta \cdot N_e + m \cdot V \cdot \dot{N}_e \end{cases} \quad [37]$$

Dove:

$$\begin{cases} P = J_z \cdot m \cdot V \\ Q = -J_z \cdot Y_\beta - m \cdot V \cdot N_r \\ U = N_\beta \cdot (m \cdot V - Y_r) + N_r \cdot Y_\beta \\ S' = -N_\delta \cdot (m \cdot V - Y_r) - N_r \cdot Y_\delta \\ S'' = N_\beta \cdot Y_\delta - N_\delta \cdot Y_\beta \\ T' = J_z \cdot Y_\delta \\ T'' = m \cdot V \cdot N_\delta \end{cases} \quad [38]$$

Introducendo nel sistema [37] le seguenti leggi di variazione:

- $\delta(t)$ = variazione della sterzata;
- $Y_e(t)$ = variazione delle forze esterne;
- $N_e(t)$ = variazione delle coppie esterne;

si possono ottenere le risposte del veicolo in termini di:

- $\beta(t)$ = angolo di deviazione della traiettoria;
- $r(t)$ = velocità di imbardata del veicolo.

Per conoscere la traiettoria descritta dal veicolo si ipotizza che all'istante $t=0$ il sistema inerziale ed il "sistema-corpo" (rappresentati in figura 5) siano coincidenti.

La rotazione complessiva del veicolo, dopo un certo intervallo di tempo, si può calcolare attraverso l'integrazione della velocità d'imbardata r :

$$\psi(t) = \int_0^t r(u) du \quad [39]$$

La velocità del veicolo riferita al sistema inerziale è ottenibile dalla velocità nel sistema corpo, attraverso la matrice di rotazione di seguito riportata:

$$\begin{cases} x' \\ y' \end{cases} = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi \\ \sin \psi & \cos \psi \end{bmatrix} \begin{cases} u \\ v \end{cases} \quad [40]$$

Ricordando che, per la piccolezza del valore dell'angolo di deviazione della traiettoria (β), si può assumere:

$$u = V \cdot \cos \beta \cong V$$

$$v = V \cdot \sin \beta \cong V \cdot \beta$$

la matrice [40] subirà la seguente trasformazione:

$$\begin{cases} x' \\ y' \end{cases} = V \cdot \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi \\ \sin \psi & \cos \psi \end{bmatrix} \begin{cases} 1 \\ \beta \end{cases} \quad [41]$$

Dall'integrazione della [41] si otterranno le leggi descrittive la traiettoria del veicolo rispetto al sistema di riferimento inerziale:

$$\begin{cases} x'(t) = V \cdot \int_0^t [\cos \psi - \beta \cdot \sin \psi] du \\ y'(t) = V \cdot \int_0^t [\sin \psi + \beta \cdot \cos \psi] du \end{cases} \quad [42]$$

E' importante, a questo punto, osservare che, in virtù della schematizzazione del veicolo come corpo rigido, risulta fondamentale la conoscenza dell'*instabilità direzionale* del veicolo, definibile come l'attitudine di un veicolo ad assumere nuovamente l'assetto corretto dopo che una causa esterna lo ha allontanato dalla

posizione di equilibrio iniziale. In pratica possono presentarsi tre particolari situazioni:

- il veicolo riprende immediatamente l'assetto corretto mediante un "comportamento ideale";
- il veicolo raggiunge la condizione di stabilità con moto aperiodico smorzato o dopo alcune oscillazioni attorno allo stato di equilibrio;
- il veicolo non riacquista la configurazione di equilibrio, ma se ne allontana definitivamente.

Nel caso degli autoveicoli, lo studio del fenomeno dell'instabilità assume un rilievo particolare a causa degli accoppiamenti di forza tra pneumatico e pavimentazione attraverso il meccanismo dell'aderenza. Tale meccanismo non si esplica in un contatto diretto come quello che può verificarsi, ad esempio, tra gli ingranaggi, ma si concretizza in una situazione in cui coesistono contatti e strisciamenti condizionati, longitudinalmente, dagli slittamenti e, trasversalmente, dall'angolo di deriva.

Nell'ipotesi di un veicolo che percorre una traiettoria curvilinea a velocità costante ed a moto vario, per conoscerne il comportamento, è necessario valutare il seguente rapporto:

$$\zeta = \frac{\text{Smorzamento}}{\text{Smorzamento critico}} = \frac{Q}{Q_{\text{crit}}} = \frac{Q}{2 \cdot \sqrt{P \cdot U}} \quad [43]$$

Il sistema ha un comportamento non oscillatorio se $\zeta \geq 1$, in caso contrario ($\zeta < 1$) il comportamento è oscillatorio e, pertanto, diviene necessario conoscere le frequenze proprie di oscillazione.

L'analisi del comportamento di un veicolo che al tempo $t=0$ si trova in rettilineo ed inizia la manovra di innesto in curva (o di deviazione della traiettoria) con un angolo di sterzata pari a δ_0 , può essere svolta a mezzo della prima equazione del sistema [37] adeguatamente semplificata:

$$P \cdot \ddot{\beta} + Q \cdot \dot{\beta} + U \cdot \beta = S' \cdot \delta + T' \cdot \dot{\delta} \quad [44]$$

Supponendo per semplicità che la legge di variazione dell'angolo di sterzo sia del tipo "a gradino" (Fig. 10), si può scrivere:

$$\delta(t) = \delta_0 \cdot u(t) \quad [45]$$

dove:

$$\begin{cases} u(t) = 0 & \text{per } t < 0 \\ u(t) = 1 & \text{per } t \geq 0 \end{cases}$$

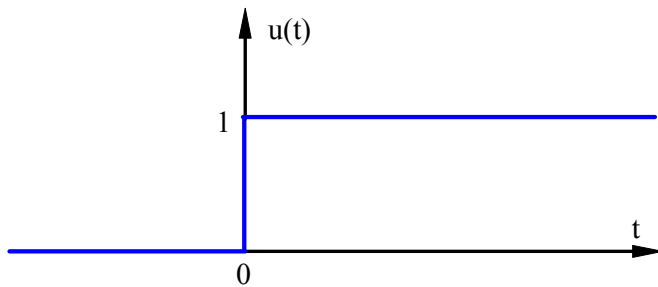


Fig. 10 - Andamento della funzione $u(t)$ (“gradino unitario”).

Osserviamo poi che nella [44] compare il termine $\dot{\delta}(t)$ che possiamo esprimere come la funzione di Dirac e che indichiamo con $\delta^*(t)$. Tale funzione vale zero per $t \neq 0$ e vale infinito per $t = 0$; l’impulso totale si mantiene però finito e vale 1:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \delta^*(t) dt = 1 \quad [46]$$

Possiamo pertanto scrivere:

$$\dot{\delta} = \delta_0 \cdot \delta^* \quad [47]$$

La risposta del veicolo alla sollecitazione derivante dall’azione dello sterzo può essere scomposta in un’azione dovuta alla perturbazione a gradino di ampiezza $S' \cdot \delta_0$ ed in un’altra azione legata alla perturbazione impulsiva di ampiezza $T' \cdot \delta_0$.

Se indichiamo con $g(t)$ la risposta ad una perturbazione a gradino, con $h(t)$ la risposta ad una perturbazione impulsiva, supponiamo $\beta = \text{costante}$ (quindi $\dot{\beta} = 0$ e $\ddot{\beta} = 0$), la [44] diviene:

$$U \cdot \beta(t) = S' \cdot \delta(t) + T' \cdot \dot{\delta}(t) \quad [48]$$

e poiché si ha:

$$\begin{cases} \delta(t) = \delta_0 \cdot g(t) \\ \dot{\delta}(t) = \delta_0 \cdot h(t) \end{cases} \quad [49]$$

in definitiva si ottiene:

$$\beta(t) = \frac{S'}{U} \cdot \delta_0 \cdot g(t) + \frac{T'}{U} \cdot \delta_0 \cdot h(t)$$

cioè:

$$\beta(t) = \delta_0 \cdot \left[\frac{S'}{U} \cdot g(t) + \frac{T'}{U} \cdot h(t) \right] \quad [50]$$

Seguendo un ragionamento del tutto analogo, si deduce che la seconda equazione del sistema [37] diventa:

$$P \cdot \ddot{r} + Q \cdot \dot{r} + U \cdot r = S'' \cdot \delta + T'' \cdot \dot{\delta} \quad [51]$$

Supponendo la manovra a velocità costante ($\dot{r} = 0$; $\dot{r} = 0$), si può scrivere:

$$U \cdot r(t) = S'' \cdot \delta_0 \cdot g(t) + T'' \cdot \delta_0 \cdot h(t) \quad [52]$$

Dalla [52] si ricava direttamente che:

$$r(t) = \delta_0 \cdot \left[\frac{S''}{U} \cdot g(t) + \frac{T''}{U} \cdot h(t) \right] \quad [53]$$

La traiettoria cercata può essere quindi ottenuta dalla [50] e dalla [53] tramite l'equazione [39] ed il sistema [42]:

$$\begin{cases} \psi(t) = \delta_0 \cdot \left[\frac{S''}{U} \cdot \int_0^t g(u) du + \frac{T''}{U} \cdot \int_0^t h(u) du \right] \\ \begin{cases} x'(t) = V \cdot \int_0^t \left\{ \cos \psi - \delta_0 \cdot \left[\frac{S'}{U} \cdot g(u) + \frac{T'}{U} \cdot h(u) \right] \cdot \sin \psi \right\} du \\ y'(t) = V \cdot \int_0^t \left\{ \sin \psi + \delta_0 \cdot \left[\frac{S'}{U} \cdot g(u) + \frac{T'}{U} \cdot h(u) \right] \cdot \cos \psi \right\} du \end{cases} \end{cases} \quad [54]$$

Le funzioni $g(t)$ ed $h(t)$ assumono valori differenti a secondo se il sistema è sovrasmorzato ($\zeta \geq 1$) o sottosmorzato ($\zeta < 1$).

Se $\zeta \geq 1$ si ha:

$$\begin{cases} g(t) = -\frac{\tau_1}{\tau_1 - \tau_2} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_1}} + \frac{\tau_2}{\tau_1 - \tau_2} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_2}} + 1 \\ h(t) = \frac{1}{\tau_1 - \tau_2} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \frac{1}{\tau_1 - \tau_2} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_2}} \end{cases} \quad [55]$$

dove:

$$\tau_1 = (\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) \cdot \sqrt{\frac{P}{U}} \quad ; \quad \tau_2 = (\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) \cdot \sqrt{\frac{P}{U}} \quad [56]$$

Se, invece, $\zeta < 1$, le funzioni $g(t)$ ed $h(t)$ assumono la seguente forma:

$$\begin{cases} g(t) = 1 - \frac{1}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cdot e^{-\sigma t} \cdot \text{sen}(\lambda \cdot t + \phi) \\ h(t) = \frac{1}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cdot \sqrt{\frac{U}{P}} \cdot e^{-\sigma t} \cdot \text{sen}(\lambda \cdot t) \end{cases} \quad [57]$$

dove $\phi = \arcsin(\zeta)$ e la velocità di decadimento e la pulsazione delle oscillazioni libere del sistema valgono:

$$\sigma = \zeta \cdot \sqrt{\frac{U}{P}} \quad ; \quad \lambda = \sqrt{1-\zeta^2} \cdot \sqrt{\frac{U}{P}} \quad [58].$$

3. Applicazione numerica del modello proposto.

Il modello analitico esposto al paragrafo precedente, adeguatamente trasposto sottoforma di software, costituisce lo strumento preposto a dimostrare l'inadeguatezza della metodologia progettuale consigliata dalla normativa CNR per le corsie di decelerazione.

L'analisi verrà condotta per un autoveicolo tipo, la FIAT Uno, che può essere considerato il modello rappresentativo del parco veicolare italiano. Supponiamo che tale veicolo si trovi a viaggiare nella corsia di marcia normale alla velocità di 110 km/h e voglia effettuare la manovra di deviazione dalla traiettoria rettilinea per immettersi nella corsia parallela.

DATI DI INPUT			
VEICOLO			
Velocità in rettilineo (km/h)	V	30.55556	110
Peso del veicolo (kg)	m	900	
Momento d'inerzia (kg*m ²)	Jz	1400	
Distanza baricentro anteriore (m)	a	1.1045	
Distanza baricentro posteriore (m)	b	1.257	
Lunghezza passo longitudinale (m)	l	2.3615	
Superficie anteriore del veicolo (m ²)	S	1.83	
Larghezza passo trasversale (m)	t ₁	1.321	t ₂ 1.34
Altezza del baricentro (m)	H _G	0.75	
PNEUMATICI			
Rigidezza di deriva (N/rad)	C1	31000	C2 31000
Momenti di autoallineamento (Nm/rad)	No1	600	No2 600
Forza trasversale massima (N)	Ymax	3000	
Coefficiente di rotolamento	f ₀	0.013	
Coefficiente di resistenza all'avanzamento (s ² /m ²)	K	6.5E-06	
CARATTERISTICHE AERODINAMICHE (1/rad)			
	(C _y) _β	-2.2	(C _n) _β -0.6
Densità dell'aria (kg/m ³)	ρ	1	

Fig. 11 - Schermata relativa ai dati di input.

I dati forniti come inputs al nostro software sono evidenziati in figura 11.

Una volta forniti i dati di input, il software provvede alla valutazione delle derivate di stabilità (Y_{β} , Y_r , Y_{δ} , N_{β} , N_r , N_{δ}) (Fig. 12) e delle altre variabili di sistema (P , Q , U , S' , S'' , T' , T'') (Fig. 13); con questi dati a disposizione, il "programma" è in grado di definire il comportamento del veicolo dal punto di vista delle modalità di oscillazione: in questo caso, essendo $\zeta < 1$ si ha a che fare con un sistema di tipo oscillatorio (Fig. 14).

DERIVATE DI STABILITA'			
V = 110 km/h			
$Y_{\beta} = -62000 - 2.0130 * V^2$	$Y_{\beta} = -63879.4$	[N/rad]	
$Y_r = 4727.5 / V$	$Y_r = 154.7182$	[N*s/rad]	
	$Y_{\delta} = 31000$	[N/rad]	
$N_{\beta} = 6532 - 0.9942 * V^2$	$N_{\beta} = 5603.761$	[N*m/rad]	
$N_r = (-86937 - 0.0230 * V^3) / V$	$N_r = -2845.9$	[N*m*s/rad]	
$N_{\delta} = 33337.3 - 0.1511 * V^2$	$N_{\delta} = 33196.15$	[N*m/rad]	

Fig. 12 - Visualizzazione delle derivate di stabilità.

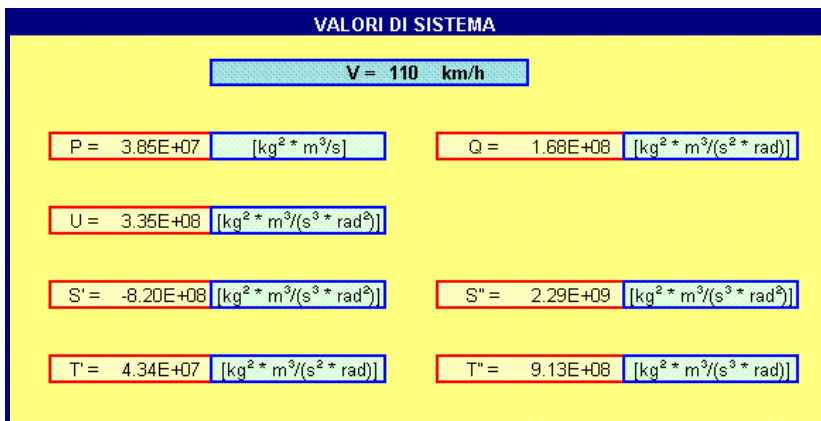


Fig. 13 - Schermata indicativa delle “variabili di sistema”.

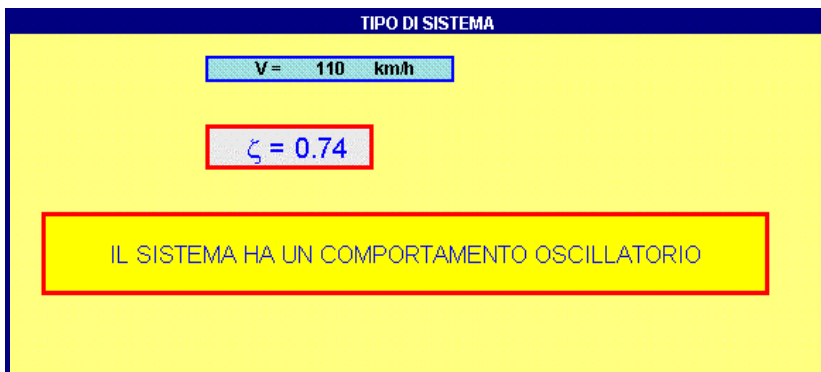


Fig. 14 - Valutazione del comportamento del “sistema-corpo”.

Occorre adesso valutare il comportamento del veicolo dal punto di vista della direzionalità in curva; è infatti noto che:

- se $\frac{1}{R \cdot \delta} > \frac{1}{L}$ il veicolo ha un comportamento sovrasterzante;
- se $\frac{1}{R \cdot \delta} = \frac{1}{L}$ il veicolo ha un comportamento neutro;
- se $\frac{1}{R \cdot \delta} < \frac{1}{L}$ il veicolo ha un comportamento sottosterzante.

Il valore del rapporto $\frac{1}{R \cdot \delta}$ rappresenta un valore costante, essendo tale il rapporto tra il valore a regime della curvatura della traiettoria $\frac{1}{R}$ e l'angolo di sterzo δ .

Nel moto a regime è possibile esprimere la velocità angolare di imbardata r mediante la seguente relazione:

$$r = \frac{V}{R} \quad [59]$$

Nel caso di moto a regime, dalle [50] e [53] si ricava direttamente:

$$\begin{cases} \beta = \frac{S'}{U} \cdot \delta = \frac{-N_\delta \cdot (m \cdot V - Y_r) - N_r \cdot Y_\delta}{N_\beta \cdot (m \cdot V - Y_r) + N_r \cdot Y_\beta} \cdot \delta \\ r = \frac{S''}{U} \cdot \delta = \frac{N_\beta \cdot Y_\delta - N_\delta \cdot Y_\beta}{N_\beta \cdot (m \cdot V - Y_r) + N_r \cdot Y_\beta} \cdot \delta \end{cases} \quad [60]$$

Introducendo la [59] nella seconda equazione del sistema [60] si ottiene pertanto:

$$\frac{1}{R \cdot \delta} = \frac{N_\beta \cdot Y_\delta - N_\delta \cdot Y_\beta}{V \cdot [N_\beta \cdot (m \cdot V - Y_r) + N_r \cdot Y_\beta]} \quad [61]$$

Se indichiamo con δ_0 l'angolo di sterzata delle ruote impresso dall'automobilista, possiamo ricavare sia il raggio di curvatura reale (cioè in condizioni dinamiche), sia il raggio della traiettoria in condizioni cinematiche:

$$R_{\text{din}} = \left(\frac{1}{R \cdot \delta} \cdot \delta_0 \right)^{-1} \quad [62]$$

$$R_{\text{cin}} = \left(\frac{1}{L} \cdot \delta_0 \right)^{-1} \quad [63]$$

Nel nostro esempio, poiché si è visto (Fig. 1) che il cambio della traiettoria richiede raggi di circa 65 metri, si è agito in modo tale da ricavare quel valore dell'angolo δ_0 che consente un raggio di curvatura dinamico pari a 65 metri (si tratta, come detto, del raggio che dà luogo al passaggio dal punto A al punto B (Fig. 1)); come si evince dalla figura 15, si ottiene che $\delta_0 = 3^\circ.933$, mentre l'angolo di deriva β della traiettoria assume, a regime, il valore di $9^\circ.62$. Si noti, inoltre come il comportamento del veicolo sia di tipo sottosterzante (ciò comporta: $R_{\text{din}} > R_{\text{cin}}$).

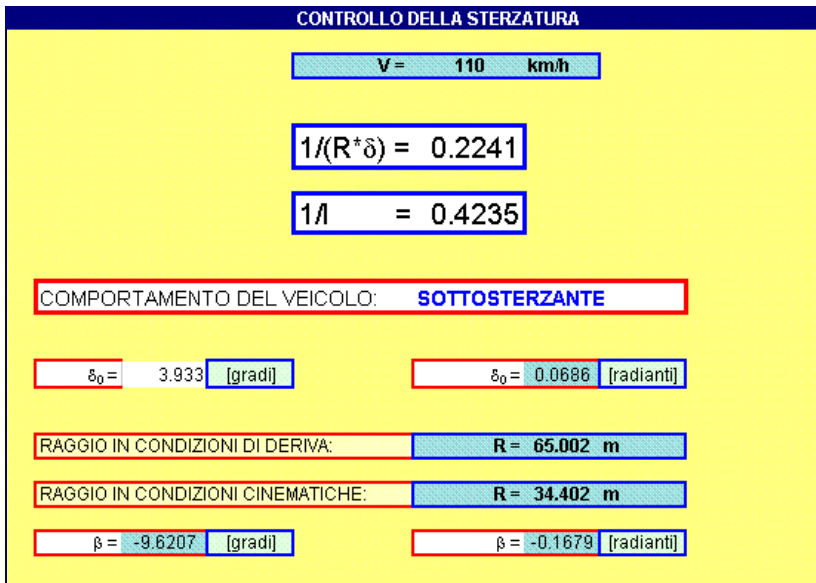


Fig. 15 - Schermata rappresentativa dei parametri inerenti il controllo della sterzata del veicolo.

Il software in esame consente di graficizzare la funzione $\beta(t)$ (Fig. 16) e le due funzioni $\varepsilon_1(t)$ ed $\varepsilon_2(t)$ descrittive le “derive” rispettivamente dell’asse anteriore e dell’asse posteriore al variare del tempo (Fig. 17 e Fig. 18).

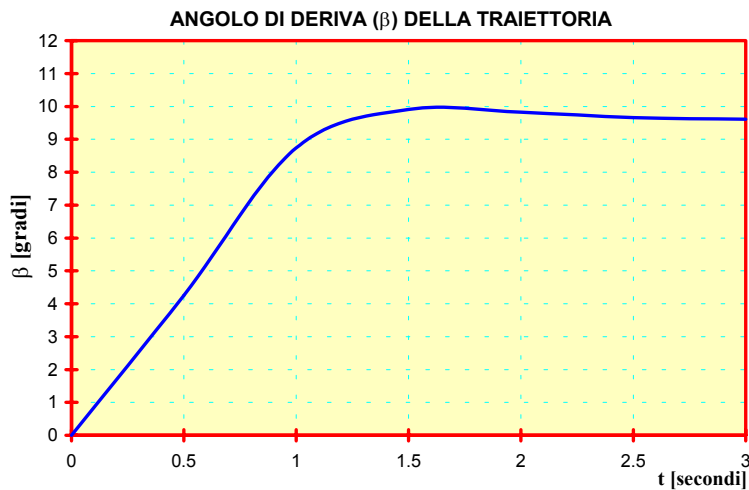


Fig. 16 - Variazione temporale dell’angolo di deriva (β).

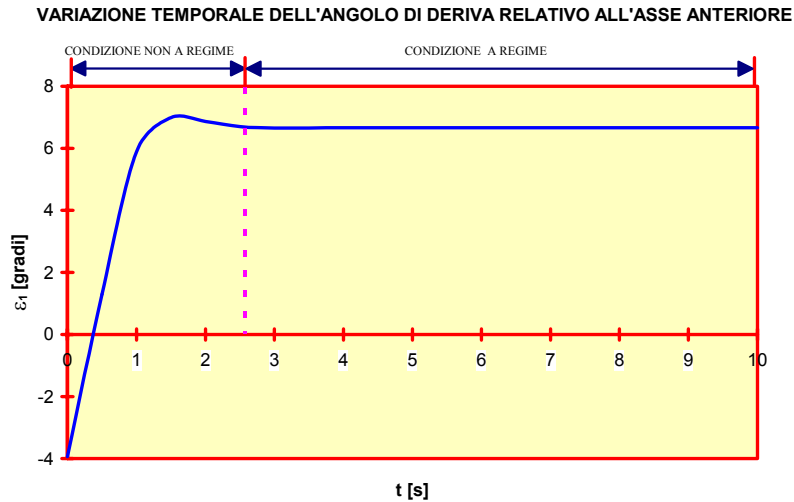


Fig. 17 - Diagramma rappresentativo della funzione $\varepsilon_1(t)$.

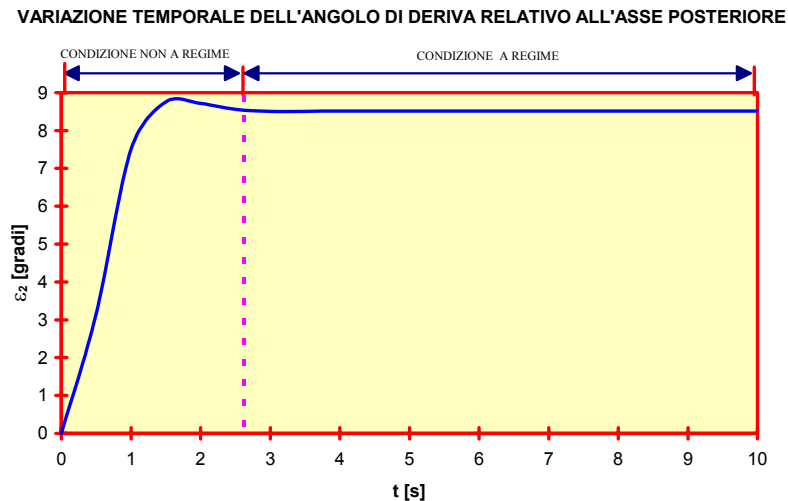


Fig. 18 - Diagramma rappresentativo della funzione $\varepsilon_2(t)$.

Dai diagrammi di Fig. 17 e Fig. 18, è possibile dedurre che gli angoli ε_1 ed ε_2 raggiungono la condizione di “regime” dopo circa 2.5 secondi. Nella schematizzazione riportata in figura 1, supponendo $V=cost$, il veicolo per passare dal punto A al punto B impiegherebbe circa 0.5 secondi. E’ chiaro che i valori dei due angoli di deriva, $\varepsilon_1=1^\circ.295$ ed $\varepsilon_2=3^\circ.148$, sono associati ad una situazione in cui il moto del veicolo non ha ancora raggiunto la condizioni di regime, in quanto la risposta del veicolo medesimo è di tipo “ritardato” a causa delle inerzie presenti nel moto.

I grafici riportati in Fig. 19 e Fig. 20 evidenziano le relazioni che intercorrono tra le forze trasversali (F_{y1} e F_{y2}) e gli angoli di deriva (ε_1 e ε_2); si tratta, come è noto, di leggi intrinsecamente connesse alle caratteristiche dei pneumatici.

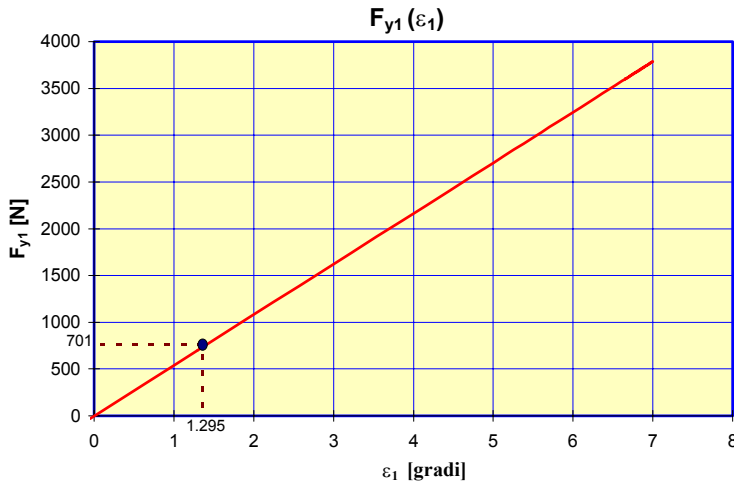


Fig. 19 - Relazione che intercorre tra la forza trasversale e l'angolo di deriva (asse anteriore).

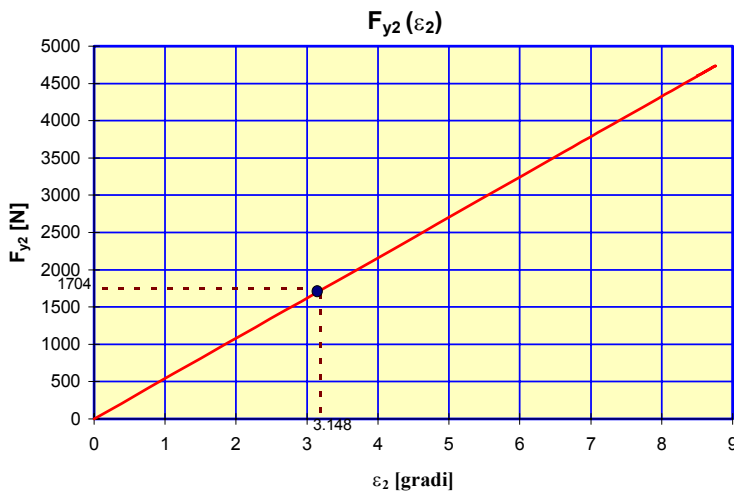


Fig. 20 - Relazione che intercorre tra la forza trasversale e l'angolo di deriva (asse posteriore).

Con riferimento al nostro esempio ed alla situazione in cui il veicolo si trova nel punto B (Fig. 1), si ricava:

$$F_{y1} = 701 \text{ N (per } \varepsilon_1 = 1^\circ.295)$$

$$F_{y2} = 1704 \text{ N (per } \varepsilon_2 = 3^\circ.148)$$

Bisogna a questo punto verificare, che i valori delle forze trasversali F_{y1} ed F_{y2} siano compatibili con lo stato di sollecitazione ammissibile dai pneumatici; sappiamo infatti che, oltre un certo valore limite, si innescano pericolosi fenomeni di sbandamento laterale.

Riferendoci al grafico di figura 9 (ottenuto tramite la [19]) che fornisce l'andamento delle forze trasversali al variare della deriva, e comparando i valori delle forze F_{y1} e F_{y2} valutate nel punto B, si evince che il regime di forze risulta compatibile con quello dei pneumatici “montati” sul nostro veicolo tipo (ricordiamo che, in virtù della schematizzazione adottata, il sistema di forze valutato per una ruota risulta essere pari alla metà di quello relativo alle ruote montate sullo stesso asse).

In definitiva, se la prima parte della manovra avvenisse realmente nel tempo $t = 0.5$ secondi (passaggio dal punto A al punto B), il veicolo, trovandosi in una situazione “transitoria”, non manifesterebbe problemi di stabilità direzionale.

Se consideriamo le modalità di esecuzione della manovra, bisogna rilevare che il guidatore, dopo aver raggiunto il punto B, dovrebbe effettuare *istantaneamente* la correzione dello sterzo per consentire il raggiungimento del punto C. Nella realtà le manovre del guidatore sono interessate da un ritardo τ_0 tra l'istante in cui si rende conto che occorre effettuare la correzione e quello in cui aziona lo sterzo. Il ritardo τ_0 del sistema di controllo viene generalmente considerato come la somma di un ritardo di elaborazione (tempo necessario per elaborare i segnali provenienti dal veicolo e decidere la correzione), un ritardo neuromuscolare (tempo necessario per passare dalla decisione all'inizio dell'esecuzione del comando) ed un ritardo di attuazione (tempo necessario per impartire la correzione dovuta. Generalmente, nella letteratura, il ritardo τ_0 viene considerato costante e variabile nell'intervallo compreso tra 0.08 s e 0.7 s.

Per comprendere l'influenza del ritardo τ_0 sulle modalità di effettuazione della manovra di controsterzo, supponiamo che il ritardo del conducente (inteso come somma dei soli ritardi di elaborazione e neuromuscolare) sia $\tau = 0.3$ secondi; ciò vuol dire che, partendo dal punto B, prima che il guidatore effettui la manovra di “correzione” dello sterzo avrà percorso uno spazio pari a $0.3 \cdot 30.16 = 9.18$ m. L'aver percorso tale spazio non consentirà più al guidatore di riprendere la traiettoria ($R=65$ m) che geometricamente occorre descrivere.

I diagrammi di Fig. 21 e Fig. 22, relativi al confronto tra le forze trasversali prodotte al variare del ritardo τ del conducente e il valore limite della sollecitazione del pneumatico in esame, consentono di comprendere meglio l'importanza del fattore

umano sull'esecuzione della manovra, rendendo evidente, inoltre, l'impossibilità pratica di effettuare la manovra così come previsto dalla normativa CNR.

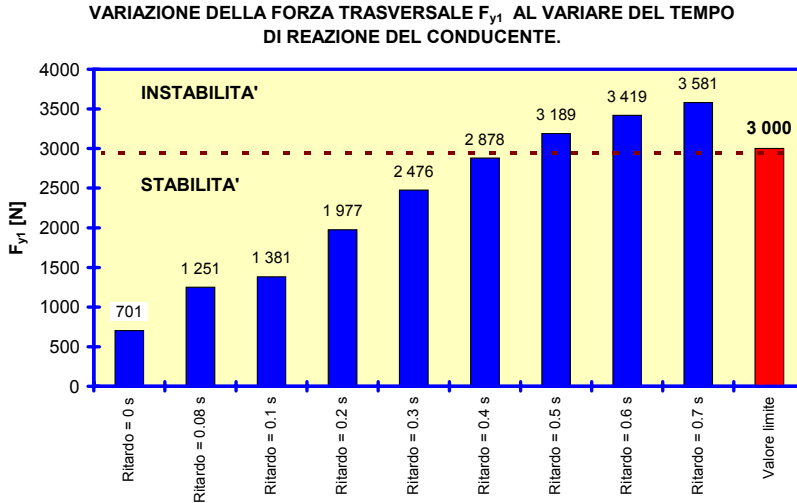


Fig. 21 - Confronto tra i possibili valori della forza F_{y1} (variabile col ritardo τ) ed il valore limite dei pneumatici.

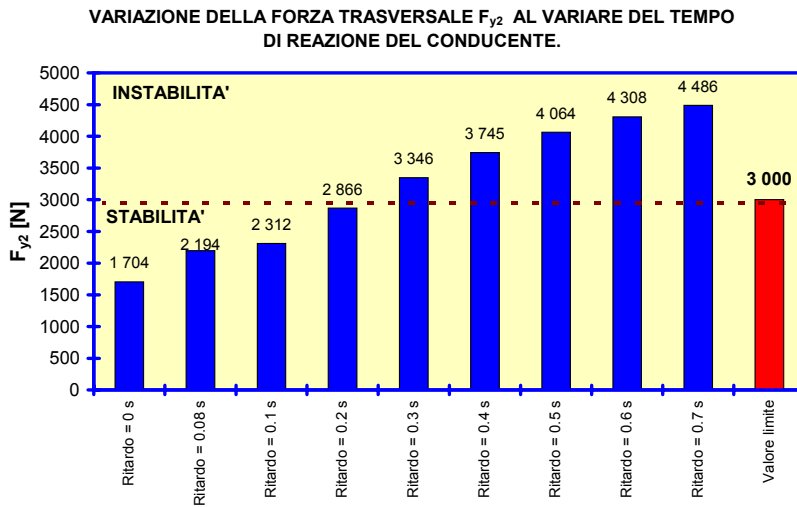


Fig. 22 - Confronto tra i possibili valori della forza F_{y2} (variabile col ritardo τ) ed il valore limite dei pneumatici.

Considerando un tempo pari a $t + \tau = 0.5 + 0.3 = 0.8$ secondi (tempo per passare da A a B e per decidere di effettuare la controsterzata), ed ipotizzando che il guidatore abbia impostato la traiettoria di guida con l'angolo $\delta_0 = 3^\circ.933$, dai grafici di Fig. 17, Fig. 18, Fig. 19 e Fig. 20 si evince che:

$$\varepsilon_1 = 4^\circ.57$$

$$F_{y1} = 2476 \text{ N}$$

$$\varepsilon_2 = 6^\circ.18$$

$$F_{y2} = 3346 \text{ N}$$

Analizzando poi la manovra dal punto di vista del bilancio delle forze che entrano in gioco, dal grafico di figura 22 si ricava immediatamente che la forza agente trasversalmente sull'asse posteriore supera il valore ammissibile dei pneumatici; ciò significa che il veicolo si sta immettendo nella corsia di decelerazione sbandando lateralmente.

Ancora più critica è la situazione in cui il tempo complessivo della manovra è pari ad 1 secondo ($\tau = 0.5 \text{ s}$); infatti dai grafici di Fig. 17, Fig. 18, Fig. 19 e Fig. 20 si vede che, in pratica, si sono raggiunte le condizioni di regime e si avrebbe:

$$\varepsilon_1 = 5^\circ.89$$

$$F_{y1} = 3189 \text{ N}$$

$$\varepsilon_2 = 7^\circ.51$$

$$F_{y2} = 4063 \text{ N}$$

E' evidente che in questo caso, poiché per entrambi gli assi dell'autoveicolo si attinge a valori critici della forza laterale, risulta particolarmente pregiudicato l'assetto direzionale dell'autoveicolo per effetto dei vistosi ed incontrollabili sbandamenti laterali.

Per mettere ulteriormente in risalto quanto può accadere durante le manovre, è possibile analizzare, a regime ossia dopo un tempo $t = 1$ secondo, tramite il software "PESI"⁽²⁾ la distribuzione dei pesi sulle quattro ruote nella situazione in esame (veicolo che percorre una traiettoria circolare con raggio di 65 metri).

⁽²⁾ Cfr. "S. Canale, F. Nicosia, S. Leonardi - Nuovi criteri progettuali per le curve stradali - Autostrade - anno XXXVII - n.3 - 1995".

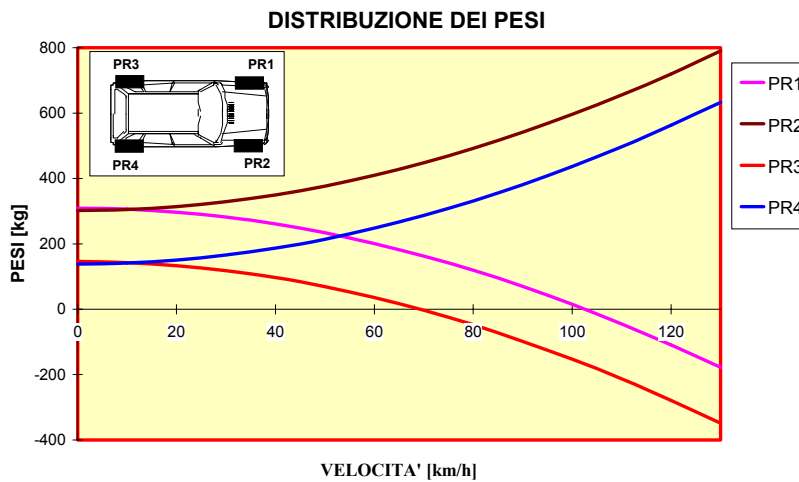


Fig. 23 - Distribuzione dei carichi sulle quattro ruote (Software “PESI”).

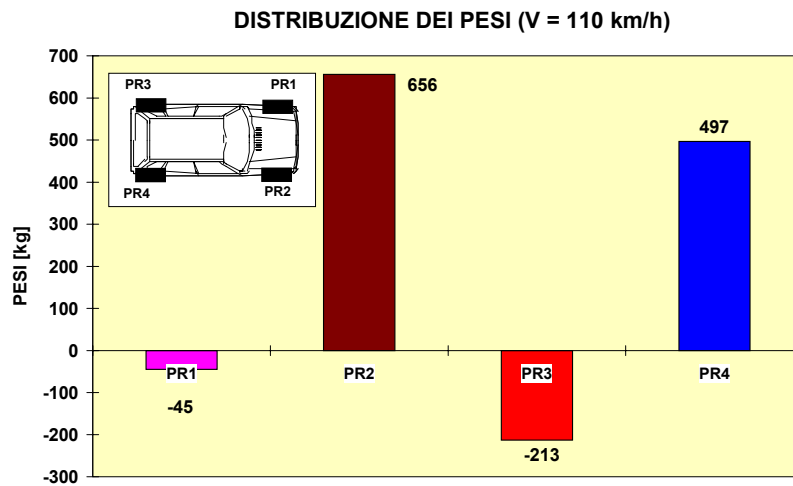


Fig. 24 - Distribuzione dei carichi sulle quattro ruote alla velocità di 110 km/h (Software “PESI”).

L’analisi delle figure 23 e 24 conferma il manifestarsi dello squilibrio dei carichi sulle ruote; si può infatti notare come ci siano due ruote (poste l’una dietro l’altra) massimamente caricate e le altre due, praticamente, sollevate da terra (è questo il significato dei carichi negativi); ciò favorisce l’insorgere della coppia imbardante che causa l’instabilità direzionale del veicolo.

E’ importante infine porre l’accento su un aspetto di importanza fondamentale: se nell’istante in cui il guidatore comincia a controsterzare per portarsi al punto C (Fig. 1) è trascorso un intervallo di tempo superiore ad 1 secondo dall’inizio della manovra, il veicolo si trova ad aver superato la linea di margine della corsia di decelerazione. L’urto contro il guardrail sarebbe scontato e, qualora non si arrivasse

a tale situazione estrema, il veicolo, sbandando lateralmente, giungerebbe in prossimità del guardrail non potendo effettuare una “controsterzata”. La traiettoria, pertanto, non può più, nemmeno in teoria, essere simmetrica a quella (teorica) di partenza, così come previsto dalle norme CNR.

4. Conclusioni.

L’analisi svolta in questa memoria ha evidenziato l’inadeguatezza dei concetti che stanno alla base dell’elaborazione dei criteri progettuali delle corsie di decelerazione secondo la normativa CNR.

In effetti, la manovra di immissione nella corsia di uscita non può nemmeno teoricamente considerarsi inquadrabile nella schematizzazione proposta dalle norme CNR, ciò almeno per due motivi:

- ◆ in primo luogo si è visto che la manovra teorizzata (quasi sempre disattesa) può “funzionare” soltanto nel caso ideale in cui il guidatore riduce a zero i tempi di reazione;
- ◆ in secondo luogo, lo studio delle problematiche connesse con la stabilità direzionale del veicolo ha rivelato, a causa del fenomeno della deriva, il rischio di sbandamento laterale per il veicolo che effettua la manovra di deviazione dalla traiettoria rettilinea.

Quest’ultima osservazione ci consente di sottolineare il fatto che il problema della deriva risulta completamente trascurato dalla Norma CNR. Il modello di simulazione da noi proposto palesa le “pesanti” implicazioni del fenomeno della deriva sulle modalità di iscrizione in curva dei veicoli. Inoltre, il veicolo del nostro esempio manifestava un comportamento di tipo sottosterzante il quale, rispetto agli altri due possibili comportamenti (sovrasterzante, neutro), risulta essere quello più sicuro (un’ulteriore applicazione del nostro software giunge a conferma del concetto appena espresso).

I risultati raggiunti ci hanno incoraggiato a proseguire la ricerca nel tentativo di arrivare a proporre un criterio di progettazione delle corsie di decelerazione che tenga conto di quanto finora esposto.

Rimandiamo ad una prossima memoria l'esposizione di un nostro contributo per il miglioramento delle condizioni di sicurezza di una delle manovre più delicate che si possono riscontrare nella percorrenza di un'autostrada.

Bibliografia.

- 1) S. Canale, F. Nicosia, S. Leonardi, "*Nuovi criteri progettuali per le curve stradali*" - Rivista "Autostrade" - n. 3 - luglio/settembre 1995.
- 2) G. Genta G.; "*Meccanica dell'autoveicolo*" - Ed. Levrotto & Bella - 1993.
- 3) F. Giannini, F. La Camera, A. Marchionna; "*Appunti di Costruzione di Strade Ferrovie ed Aeroporti*" - MASSON Editoriale SEA - 1993.
- 4) A. Orlandi; "*Meccanica dei trasporti*" - Pitagora Editrice Bologna - 1993.
- 5) "*Norme sulle caratteristiche geometriche e di traffico delle intersezioni stradali urbane*" - Bollettino Ufficiale del CNR - N.90 - 1983.
- 6) QUATTORRUOTE - (annate 1984-1995) - Ed. Domus.
- 7) E. Zagatti, R. Zennaro, P. Pasqualetto, "*L'assetto dell'autoveicolo*" Ed. Levrotto & Bella - 1994.
- 8) "*Statistica degli incidenti stradali*" - anno 1992 - Annuario n. 40 - ACI/ISTAT - edizione 1993.