



## Treni ad assetto variabile / Treni convenzionali Comparazione degli sforzi laterali agenti sul binario

## Tilting trains / Conventional trains Comparison of the lateral forces acting on the track

Prof. Ing. Christos PYRGIDIS<sup>(\*)</sup>

**Sommario** - Nell'articolo vengono analizzati, attraverso modelli matematici, gli effetti semistatici della circolazione dei treni ad assetto variabile sulla sovrastruttura. Questi dipendono dal fatto che la velocità su curve di date caratteristiche geometriche e costruttive può essere accresciuta rispetto alla velocità di progetto della linea. La ricerca tratta di treni ad assetto variabile con carrelli ad assi convenzionali circolanti su linee ordinarie.

### 1. Introduzione

Con l'adozione della tecnologia ad assetto variabile, la cassa di un veicolo ferroviario, quando affronta una curva, può ruotare rispetto ai carrelli verso l'interno della curva stessa di un angolo  $\theta$  (angolo di pendolamento). Ne consegue che l'angolo totale di rotazione della cassa del veicolo rispetto al piano orizzontale è pari alla somma dell'angolo di sopraelevazione del binario e dell'angolo  $\theta$  (fig. 1).

La tecnologia dell'assetto variabile, confrontata con quella tipica dei treni convenzionali, garantisce nei tratti in curva del tracciato ferroviario e per la stessa velocità di corsa  $V$ , un più basso valore della forza centrifuga non compensata  $F_{nc}'$  ( $F_{nc}' < F_{nc}$ ) al livello della cassa del veicolo come pure una minore accelerazione laterale  $\gamma_{nc}'$  ( $\gamma_{nc}' < \gamma_{nc}$ ) e quindi un maggior comfort laterale per i passeggeri. In questo caso specifico l'accelerazione centrifuga non compensata  $\gamma_{nc}'$  al livello delle sale montate, e le forze che agiscono sul binario (forze di guida  $F_{ij}$  in caso di contatto del bordino, forze di scorrimento  $X_{ij}$ ,  $T_{ij}$ ) rimangono, per le due tecnologie, le stesse (tabella 1).

Con l'utilizzo della tecnologia ad assetto variabile, le velocità di corsa in curva possono essere incrementate mantenendo, al livello della cassa del veicolo, lo stesso valore della accelerazione laterale non compensata  $\gamma_{nc}$  adottato per i treni convenzionali (tabella 2). Questo incremento di velocità non influenza l'accelerazione laterale al

**Summary** - The semi-static effects of tilting trains running on the track superstructure are investigated by means of linear mathematical models. These effects are due to the increase of the running speeds in curves with given geometrical and constructional characteristics in comparison with the design speed of the track. The research covers bogies with conventional axles and considers the running of tilting trains on existing conventional lines.

### 1. Introduction

Using the tilting technology the car-body of a railway vehicle, when negotiates a curve, can rotate in respect to the bogies inwardly to the curve per an angle  $\theta$  (tilting angle). As a result the total angle of rotation of the car-body as to the horizontal level is equal to the angle of cant of the track plus the angle  $\theta$  (fig. 1).

The tilting technology, in comparison with the conventional trains, assures in the curved sections of the track alignment and for the same running speed  $V$ , a smaller value of non-compensated centrifugal force  $F_{nc}'$  ( $F_{nc}' < F_{nc}$ ) on the car - body level so a lower lateral acceleration  $\gamma_{nc}'$  ( $\gamma_{nc}' < \gamma_{nc}$ ) and thus a higher lateral comfort for the passengers. In this case, on the wheel-sets level, the non compensated centrifugal acceleration  $\gamma_{nc}$  and the forces acting on the track (guidance forces  $F_{ij}$  in case of flange contact, creep forces  $X_{ij}$ ,  $T_{ij}$ ) remain, for the two technologies, the same (table 1).

Using the tilting technology, the running speed in curves can be increased keeping, on the car-body level, the same value of the non-compensated lateral acceleration  $\gamma_{nc}$  adopted for the conventional trains (table 2). This increase of speed doesn't affect the passenger lateral acceleration at passenger level but it does have consequences on the track

<sup>(\*)</sup> Professore Associato, Università di Salonicco, Grecia.

<sup>(\*)</sup> Associate Professor, Aristotle University of Thessaloniki, Greece.

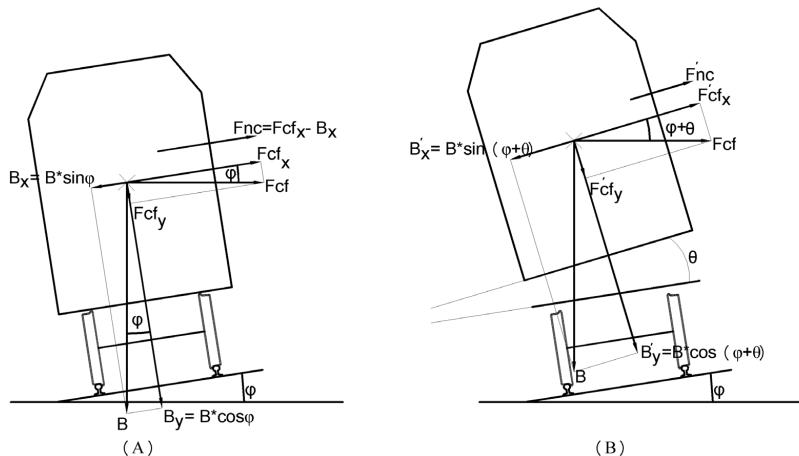


Fig. 1 - Moto del veicolo ferroviario in un tratto di binario in curva. Binario con sopraelevazione:  $F_{cl} = V^2/R_c$  - A. Veicolo convenzionale ( $F_{nc} = F_{cf} \cos\phi - B \sin\phi$ ) - B. Veicolo con cassa ad assetto variabile ( $F_{nc}' = F_{cf} \cos(\phi+0) - B \sin(\phi+0)$ ). Railway vehicle motion in a curved section of the track. Track with cant:  $F_{cl} = \text{centrifugal force at horizontal level} = V^2/R_c$  - A. Conventional vehicle ( $F_{nc} = F_{cf} \cos\phi - B \sin\phi$ ) - B. Vehicle with tilting car-body ( $F_{nc}' = F_{cf} \cos(\phi+0) - B \sin(\phi+0)$ ).

livello dei passeggeri ma ha conseguenze sulla sovrastruttura ferroviaria poiché determina un aumento delle forze laterali semi-statiche globali, influenza il posizionamento geometrico delle sale montate sul binario (capacità di curvare dei carrelli) e attraverso di esse influenza anche le forze che agiscono alla superficie ruota – rotaia (tabella 2) [1].

I treni ad assetto variabile sono in esercizio con successo in molti paesi. Attualmente la massima velocità al mondo dei treni ad assetto variabile è di 230-250 km/h, con valori comuni di 180-200 km/h ed una velocità di attivazione del pendolamento di 70 km/h [2],[3].

I treni ad assetto variabile circolano su binari ad alta velocità (Velocità di progetto  $V_d = 200-250$  km/h) ma principalmente su binari esistenti a velocità convenzionali (Velocità di progetto  $V_d = 160-200$  km/h) con l'obiettivo, nel secondo caso, di incrementare la velocità di transito in curva in rapporto alla velocità di progetto del binario. Tali treni possono essere instradati su tutti i tipi di scartamento (normale, metrico, largo) e sono classificati a seconda della tecnologia di pendolamento attiva o passiva [3], [4].

superstruttura since it increases the total semi-static lateral forces, it affects the geometrical positioning of the wheelsets on the track (the curving ability of bogies) and through them the forces acting on the wheel – rail surface (table 2) [1].

Tilting trains are in operation in many countries with success. Nowadays, the maximum tilting trains speed is 230-250 km/h throughout the world with common values of 180-200 km/h and tilting activation speed 70 km/h [2], [3].

Tilting trains run on new high-speed tracks

TABELLA 1  
TABLE 1

TRENO AD ASSETTO VARIABILE CON STESSA VELOCITÀ DI CORSA DI UN TRENO CONVENZIONALE – EFFETTI IN CURVA. TILTING TRAIN RUNNING WITH THE SAME SPEED WITH A CONVENTIONAL TRAIN EFFECTS IN CURVES

Tecnologia del veicolo Vehicle technology	Velocità di corsa Running speed	Accelerazione laterale non compensata Lateral non-compensated acceleration		Sforzo di guida / Guidance effort / Forze di scorrimento / Creep forces
		Livello cassa del veicolo Car-body level	Livello carrelli & sale montate Bogies & wheel-sets level	
Treno convenzionale Conventional train	V	$\gamma_{nc}$	$\gamma_{nc}$	$F_{ij} / X_{ij}, T_{ij}$
Treno ad assetto variabile Tilting train	V	$\gamma_{nc}' < \gamma_{nc}$	$\gamma_{nc}$	$F_{ij} / X_{ij}, T_{ij}$

(Design speed  $V_d = 200-250$  km/h) but mainly on existing conventional speed tracks (Design speed  $V_d = 160-200$  km/h) aiming, in the latter case, at the increase of the transit speed in curves in relation to the design speed of the track. Routing on all track gauges (normal, metric, large gauge) and they are classified as trains using active or passive tilting technology [3], [4].

Table 3 sums up indicatively the advantages and disadvantages of the tilting train technology [5].

## SCIENZA E TECNICA

La tabella 3 sintetizza indicativamente i vantaggi e gli svantaggi della tecnologia ad assetto variabile [5].

### 2. Scopo dell'articolo e campo di applicazione

In questo articolo sono analizzati, con l'ausilio di modelli matematici, gli effetti semi-statici sulla sovrastruttura ferroviaria dei maggiori sforzi trasmessi al binario a causa della più elevata velocità dei treni ad assetto variabile. I modelli matematici applicati simulano il comportamento semi-statico laterale di un veicolo in curva [1], [6], [7] e consentono, mediante l'implementazione di idoneo software (fig. 3):

- il calcolo, per una data velocità di corsa  $V$  e per date caratteristiche del veicolo e del binario, dello scostamento laterale  $y_1$ ,  $y_2$  e degli angoli di deriva  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  degli assi del carrello anteriore del veicolo rispetto al telaio del carrello ed i gradi di libertà del telaio del carrello rispetto al binario;
- la verifica delle condizioni di rotolamento delle due sale montate del carrello anteriore del veicolo (rotolamento puro, moto con scorrimento, moto con pattinamento, moto con contatto bordino-rotaia);
- il calcolo, in tutti i casi di rotolamento, delle forze che agiscono sulle sale montate (di scorrimento, gravitazionali, di guida);
- nel caso di moto in assenza di contatto bordino-rotaia, la valutazione dell'usura (indice di usura) sulla superficie ruota-rotaia (potenza totale consumata  $P$  - ruote del carrello anteriore).

Lo studio tratta il caso della circolazione dei treni ad assetto variabile su linee convenzionali esistenti ( $V_d = 160-200$  km/h).

Gli effetti dell'aumento della velocità di corsa in curva in relazione alla velocità di progetto sono stimati quantitativamente mediante:

- le forze di guida  $F_{ij}$  esercitate durante il contatto bordino-rotaia;

TABELLA 2  
TABLE 2  
TRENO AD ASSETTO VARIABILE CON VELOCITÀ DI CORSA PIÙ ELEVATA DI QUELLA DI UN TRENO CONVENZIONALE (A PARITÀ DI ACCELERAZIONE LATERALE) - EFFETTI IN CURVA. *TLTING TRAIN RUNNING WITH HIGHER SPEED THAN A CONVENTIONAL TRAIN (WITH THE SAME LATERAL ACCELERATION) - EFFECTS IN CURVES*

Tecnologia del veicolo Vehicle technology	Velocità di corsa Running speed	Accelerazione laterale non compensata <i>Lateral non-compensated acceleration</i>		Sforzo di guida / Forze di scorrimento / Guidance effort / Creep forces
		Livello cassa del veicolo <i>Car-body level</i>	Livello carrelli & sale montate <i>Bogies &amp; wheel-sets level</i>	
Treno convenzionale <i>Conventional train</i>	$V$	$\gamma_{nc}$	$\gamma_{nc}$	$F_{ij} / X_{ij}, T_{ij}$
Treno ad assetto variabile <i>Tilting train</i>	$V' > V$	$\gamma_{nc}$	$\gamma_{nc}' > \gamma_{nc}$	$F_{ij}' > F_{ij}$ $X_{ij}', T_{ij}' > X_{ij}, T_{ij}$

### 2. Objective of the paper and application field

Within the frame of this paper, the semi-static effects on the track superstructure of higher track forces due to higher speed of tilting trains are investigated by means of mathematical models. The applied mathematical models simulate the lateral semi-static behaviour of a vehicle in curves [1], [6], [7] and allow by implementation of the proper software (fig. 3):

- the calculation, for a given running speed  $V$  and vehicle and track characteristics, of the lateral displacements  $y_1$ ,  $y_2$  and the yaw angles  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  of the axles of the front bogie of the vehicle in respect to the bogie

VANTAGGI E SVANTAGGI DELLA TECNOLOGIA AD ASSETTO VARIABILE IN RAPPORTO ALLA TECNOLOGIA DEI TRENI CONVENZIONALI. *ADVANTAGES-DISADVANTAGES OF THE TLTING TRAIN TECHNOLOGY IN RELATION TO CONVENTIONAL TRAINS*

Vantaggi <i>Advantages</i>	Svantaggi <i>Disadvantages</i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Riduzione del tempo di percorrenza <i>Reduction of travel time</i></li> <li>• Incremento del comfort di Marcia laterale (a parità di velocità) <i>Increase of the passengers' lateral ride comfort (for the same speed) or</i></li> <li>• Aumento della velocità sulle reti esistenti a velocità convenzionale (a parità di accelerazione laterale della cassa) <i>Speed increase on existing conventional speed networks (for the same lateral acceleration in car body)</i></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Maggiore usura della sovrastruttura ferroviaria <i>Greater weariness of the track superstructure</i></li> <li>• Maggiore costo di fornitura del materiale rotabile <i>Higher rolling stock supply cost</i></li> <li>• Sovrastruttura ferroviaria di maggior standard qualitativo e manutenzione più complessa del materiale rotabile <i>More qualitative track superstructure and more complex rolling stock maintenance</i></li> </ul>

## SCIENZA E TECNICA

- la potenza  $P$  consumata (indice d'usura).

Gli effetti sopra menzionati sono comparati con quelli tipicamente prodotti nel caso dei veicoli convenzionali, considerando che i treni ad assetto variabile percorrono le curve con una velocità superiore del 10%, 20% e 30% rispetto alla velocità in curva dei treni convenzionali.

### 3. Simboli – Caratteristiche di progetto del binario e del veicolo di riferimento

#### 3.1. Simboli – Dati del binario e del materiale rotabile

La tabella 4 illustra i simboli adottati nel presente articolo come pure i valori delle caratteristiche di progetto del binario e del materiale rotabile assunte nella elaborazione dei modelli al computer.

#### 3.2. Veicolo di riferimento

Il veicolo è composto dalla cassa e da due carrelli a due assi. Il telaio dei carrelli è connesso alla cassa e agli assi mediante l'ausilio di accoppiamenti flessibili (ad es. molle elicoidali) e ammortizzatori che offrono al veicolo due livelli di sospensione:

- sospensione primaria (carrello - asse) con quattro molle per carrello in totale;
- sospensione secondaria (carrello - cassa) con due molle per carrello in totale;

Ulteriori dettagli concernenti il veicolo di riferimento sono dati in [1], [6], [7].

Le sale montate sono convenzionali. In questa tecnologia, ad oggi quasi esclusivamente utilizzata nei veicoli ferroviari in circolazione su reti convenzionali e ad alta velocità, le due ruote sono rigidamente collegate al corpo dell'asse e pertanto il corpo dell'asse e le ruote ruotano con la stessa velocità angolare (fig. 2).

Il veicolo di riferimento può essere equipaggiato con tecnologia ad assetto

TABELLA 4  
TABLE 4

SIMBOLI – CARATTERISTICHE DI PROGETTO DEL BINARIO E DEL VEICOLO DI RIFERIMENTO. SYMBOLS – DESIGN CHARACTERISTICS OF THE TRACK AND THE REFERENCE VEHICLE

$M$	Massa della cassa del veicolo <i>Mass of car-body</i>	43200 kg
$\bar{B}$	Peso della cassa del veicolo <i>Weight of car-body</i>	423792 N
$M$	Massa del telaio del carrello <i>Mass of bogie frame</i>	3020 kg
$m$	Massa di una sala montata <i>Mass of one wheelset</i>	1500 kg
$m_0$	Masse delle boccole <i>Mass of axle boxes</i>	250 kg
$\bar{K}_x$	Rigidità longitudinale della sospensione secondaria <i>Longitudinal stiffness of the secondary suspension</i>	$2 \times 10^3$ N/m
$\bar{K}_y$	Rigidità laterale della sospensione secondaria <i>Lateral stiffness of the secondary suspension</i>	$2 \times 10^3$ N/m
$K_x$	Rigidità longitudinale della sospensione primaria <i>Longitudinal stiffness of the primary suspension</i>	$6 \times 10^6$ N/m
$K_y$	Rigidità laterale della sospensione primaria <i>Lateral stiffness of the primary suspension</i>	$6 \times 10^6$ N/m
$2a$	Passo del carrello <i>Bogie wheelbase</i>	3.00 m
$\bar{A}$	Distanza della ralla dei carrelli <i>Distance of pivot of bogies</i>	18.135 m
$r_0$	Raggio di rotolamento della sala montata quando l'asse è centrato sul binario <i>Wheelset's rolling radius when the axle is centered on the track</i>	0.45 m
$R^*$	Raggio di curvatura del fungo della rotaia <i>Radius of curvature of the rail head</i>	0.30 m
$\gamma_0$	Inclinazione del piano tangente nel punto di contatto tra ruota e rotaia quando l'asse è centrato sul binario <i>Inclination of the tangent plane at the contact point between rail and wheel when the axle is centered on the track</i>	0.025
$Q_0$	Carico statico per ruota <i>Static load per wheel</i>	70.3 kN
$\gamma_e$	Conicità equivalente delle ruote <i>Wheel equivalent conicity</i>	0.20
$R_c$	Raggio di curvatura nei tracciati in piano <i>Radius of curvature in the horizontal alignment</i>	Variable (m)
$\mu$	Coefficiente di frizione di Coulomb <i>Coefficient of friction of Coulomb</i>	$135/(150+R_c)$ ( $R_c$ in m)
$2e$	Scartamento del binario <i>Track gauge</i>	1435 mm
$2d, 2d$	Distanze laterali tra molle e ammortizzatori della sospensione primaria e secondaria <i>Lateral distances between springs and dampers of the primary and secondary suspension</i>	2.00 m
$i$	Indicatore relativo agli assi <i>Indicator related to the axles</i>	( $i = 1,2$ )
$j$	Indicatore relativo alle ruote <i>Indicator related to the wheels</i>	( $j = 1,2$ )
$F_{ij}, F_{ij}^*$	Sforzo di guida (veicolo convenzionale, veicolo ad assetto variabile) <i>Guidance effort (conventional vehicle, tilting vehicle)</i>	(kN)
$y_i$	Spostamenti laterali degli assi rispetto al binario <i>Lateral displacements of the axles in respect to track</i>	(mm)
$a_i$	Angoli di deriva degli assi rispetto ad un posizionamento radiale degli assi sul binario <i>Axes yaw angles in respect to a radial positioning of the axles on the track</i>	(mrad)
$U$	Sopraelevazione del binario <i>Cant of the track</i>	160mm
$\gamma_{nc}, \gamma_{nc}^*$	Accelerazione laterale non compensata <i>Non-compensated lateral acceleration</i>	$0.7 \text{ m/s}^2$
$2e_0$	Distanza tra i punti di contatto delle ruote dell'asse quando l'asse è centrato sul binario <i>Distance between contact points between axle wheels when the axle is centered on the track</i>	1500 mm
$a, y$	Angolo di deriva del carrello, spostamento laterale del carrello rispetto al binario <i>Bogie yaw angle, Bogie lateral displacement in respect to track</i>	(mrad), (mm)
$\sigma$	Gioco del bordino in rettilineo ed in curva <i>Flange clearance in straight paths and in curves</i>	10 mm
$P, P^*$	Potenza totale consumata all'interfaccia ruota-rotaia (4 ruote) <i>Total consumed power on the wheel - rail interface (4 wheels)</i>	(kW)
$F_{cf}$	Forza centrifuga a livello orizzontale <i>Centrifugal force at horizontal level</i>	(kN)
$F_{nc}, F_{nc}^*$	Forza centrifuga non compensata al livello della cassa del veicolo <i>Non-compensated centrifugal force at car body level</i>	(kN)
$V, V^*$	Velocità di corsa <i>Running speed</i>	Variable (km/h)
$V_d$	Velocità di progetto del binario <i>Design speed of the track</i>	Variable (km/h)
$\varphi$	Angolo del binario sopraelevato <i>Cant track angle</i>	0.1066 rad (about 6°)
$\theta$	Angolo di pendolazione della cassa del veicolo <i>Car-body tilting angle</i>	(mrad)
$V_{cr}$	Velocità critica in rettilineo <i>Critical speed in straight paths</i>	(Km/h)
$g$	Accelerazione di gravità <i>Gravity acceleration</i>	$9.81 \text{ m/s}^2$
$F_{Rij}$	Forza totale di scorrimento <i>Total creep force</i>	(kN)

variabile, il che significa che la cassa del veicolo può ruotare rispetto al livello del carrello di un angolo di pendolamento  $\theta$ .

### 4. Metodologia

#### 4.1. Assunzioni generali

- Si assume che il veicolo si muova a velocità costante su una sezione circolare di un binario sopraelevato.
- I carichi verticali  $Q_{ij}$  sono equamente distribuiti tra le due ruote di ciascun asse.
- Per il calcolo delle espressioni delle forze di scorrimento, è stata adottata la teoria non lineare di Johnson – Vermeulen [8].
- L'effetto spin è stato ignorato.
- Le forze d'inerzia e di smorzamento sono state trascurate (comportamento semi-statico).
- Il veicolo percorre il binario in assenza di gradienti e di difetti del binario stesso (binario perfetto).
- Per lo studio della geometria di contatto, la conicità equivalente  $\gamma_e$  è espressa mediante la relazione lineare

frame, and same degrees of freedom of bogie frame in respect to the track;

- the checking of the rolling conditions of the two wheel-sets of the front bogie of the vehicle (pure rolling, motion with creep age, motion with slip, motion with wheel flange – rail contact);
- the calculation, in all rolling cases, of the forces acting on the wheel-sets (creep, gravitational, guidance);
- in case of motion without wheel flange – rail contact, the evaluation of the wear (wear index) on the wheel – rail surface (total consumed power  $P$ -four wheels of the front bogie).

The research covers the case of running of tilting trains on existing conventional lines ( $V_d = 160-200$  km/h).

The impacts of the increase of the running speed in curves in relation to the design speed are estimated quantitatively by:

- the guidance forces  $F_{ij}$  exerted during the wheel flange – rail contact;
- the consumed power  $P$  (wear index).

The above-mentioned impacts are compared to the ones caused in the case of conventional vehicles, considering that tilting trains run in curves with a speed increased by 10%, 20% and 30%.

### 3. Symbols – Design characteristics of the reference vehicle and the track

#### 3.1. Symbols – Track and rolling stock data

Table 4 shows the symbols adopted in the present paper as well as the values for the track and rolling stock design characteristics assumed throughout the models processing on the computer.

#### 3.2. Reference vehicle

The vehicle consists in the car-body and in two two-axle bogies. The bogies frame is connected to the body and to the axles with the aid of flexible couplings (e.g. helical springs) and dampers offering the vehicle two levels of suspension:

- primary suspension (bogie - axle) with four springs per bogie in total;
- secondary suspension (bogie - body) with two springs per bogie in total.

More details for the vehicle of reference are given in references [1], [6], [7].

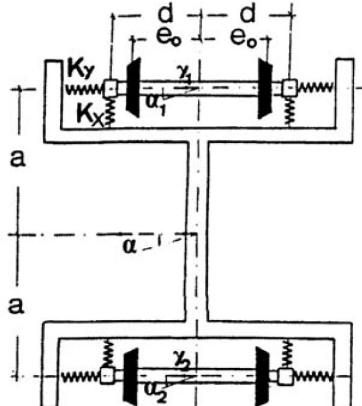


Fig. 2 – Carrello con sale montate convenzionali. *Bogie with conventional wheelsets.*

### 4.2. Simulazione

Lo studio del comportamento trasversale del veicolo è effettuato attraverso la risoluzione di un sistema di equazioni lineari 6x6 che descrive il comportamento semi-statico del carrello anteriore del veicolo di riferimento. [6], [7].

Il sistema lineare ha la forma:  $[A] q_i = [C]$

dove:

$q_i$  = parametro caratteristico del moto del veicolo ( $y_1, y_2, \alpha_1, \alpha_2, \alpha, y$ );

$C$  = termine costante.

Il diagramma di flusso di fig. 3 illustra i passi di calcolo e le capacità di calcolo del software.

Lo scostamento laterale  $y$  del carrello è dato dall'equazione (1)

(1)

Come menzionato al precedente paragrafo 2, è stato preso in considerazione l'instradamento di treni ad assetto variabile su linee convenzionali esistenti ( $V_d = 160-200$  km/h). Le specifiche di cui sopra impongono la scelta delle seguenti caratteristiche del binario e del materiale rotabile in aggiunta a quelle definite in tabella 4.

#### a) Binario

Raggio di curvatura:  $R_c \approx 1200-1800$  m

Questi valori derivano dalla relazione (2) [9]

(2)

Se si considera:  $V = 44.44-55.55$  m/s (160-200 km/h),  $2e_o = 1.50$  m,  $g = 9.81$  m/s<sup>2</sup>

$U = 0.160$  m,  $\gamma_{nc} = 0.7$  m/s<sup>2</sup>

#### b) Materiale rotabile

- Equipaggiato con carrelli con assi convenzionali.
- Valore medio relativo della conicità equivalente al fine di agevolare il moto in curva:  $\gamma_e = 0.20$ .
- Scelta di molle piuttosto flessibili al livello della sospensione primaria:  $K_x = K_y = 6 \times 10^6$  N/m.

Su un binario in rettilineo senza difetti, un veicolo ferroviario con le caratteristiche di cui sopra ha una velocità critica di  $V_{cr} = 263.48$  km/h, il che significa che tale veicolo ha un margine di sicurezza, in relazione alla velocità di progetto, del 30% per  $V_d = 200$  km/h e del 60% per  $V_d = 160$  km/h [8], [9].

Per lo studio della circolazione in curva dei treni ad assetto variabile sono stati seguiti i seguenti passi:

The wheelsets are conventional. In this technology nowadays almost exclusively used in railway vehicles running in conventional and high-speed networks the two wheels are rigid connected to the axle body resulting in the axle-body and wheels rotating with the same angular speed (fig. 2).

The reference vehicle can be equipped with the tilting technology, which means that the car - body can rotate as to the bogie level per a tilting angle  $\theta$ .

## 4. Methodology

### 4.1. General assumptions

- It is considered that the vehicle moves at a constant speed on the circular section of a canted track.
- The vertical loads  $Q_{ij}$  are equally distributed between the two wheels of each axle.
- For the calculation of the expressions of creep forces, the non-linear theory of Johnson – Vermeulen, was adopted [8].
- The spin effect was ignored.
- The forces of inertia and damping were ignored (semi-static behaviour).
- The vehicle runs on track without gradient and track defects (perfect track).
- To study the contact geometry the equivalent conicity  $\gamma_e$  is expressed by the linear relation.

(The wheel rim profile is considered circular).

- A single contact point is considered between rail and wheel.

### 4.2. Simulation

The study of the transversal behaviour of the vehicle is carried out through the resolution of a linear system 6x6 that describes the semi-static behavior of the front bogie of the reference vehicle [6], [7].

The linear system has the form:  $[A] q_i = [C]$

where:

$q_i$  = vehicle motion parameter ( $y_1, y_2, \alpha_1, \alpha_2, \alpha, y$ );

$C$  = constant term.

The flow diagram of fig. 3 features the calculation steps and the calculation capacities of the software.

The lateral displacement  $y$  of the bogie is given by the equation (1).

## SCIENZA E TECNICA

I passo: calcolo della velocità  $V$  di corsa del veicolo in funzione del raggio  $R_c$  utilizzando la relazione (2):

$$(3) \quad (1)$$

II passo: risoluzione del sistema lineare 6x6 che descrive il comportamento laterale semi-statico del veicolo in curva.

III passo: nel caso di contatto rotaia-bordino (contatto tra il bordino della ruota e la faccia interna della rotaia), registrazione, per i diversi valori del raggio  $R_c$ , della forza di guida  $F_{ij}$ .

IV passo: nel caso di assenza di contatto rotaia-bordino, registrazione, per i diversi valori del raggio  $R_c$ , dell'indice  $P$  di usura.

L'indice di usura, nel presente articolo, è dato dalla relazione (4). [10], [11]

(4)

dove:

$P$  = potenza totale consumata al livello del contatto ruota – rotaia (4 ruote del carrello anteriore);

$v_{ip}$ ,  $\xi_{ij}$  = pattinamento orizzontale e laterale ridotto al livello della superficie di contatto ruota – rotaia;

$X_{ij}$  = forza di scorrimento orizzontale =  $-C_{11} \cdot v_{ij}$ ;

$T_{ij}$  = forza di scorrimento laterale =  $-C_{22} \cdot \xi_{ij}$ .

V passo: incremento della velocità di corsa del veicolo del 10%, 20% e 30% e ripetizione dei passi II, III e IV. (Il raggio e la sopraelevazione di ciascuna curva rimangono costanti).

### 5. Risultati

La tabella 5 riporta:

- per  $R_c = 300, 400, 500, 1000$  e  $2000$  m;
- per  $V = f(R_c)$  come risultato dell'applicazione della relazione (3) per  $\gamma_{nc} = 0.7$  m/s<sup>2</sup> e  $U = 160$  mm (2<sup>a</sup> riga di tabella 5);
- per un incremento del 10%, 20% e 30% della velocità  $V$  (rispettivamente 3<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup> e 5<sup>a</sup> riga della tabella 5);
- la forza di guida  $F_{11}$  esercitata sulla ruota esterna dell'asse anteriore del carrello (caso del contatto bordino – rotaia) o l'indice  $P$  di usura totale (caso di assenza di contatto bordino – rotaia);
- i parametri di posizionamento delle sale montate e del carrello.

As mentioned above in paragraph 2, a routing of tilting trains on existing conventional line was considered. ( $V_d = 160-200$  km/h). The above specifications impose the selection of the following track and rolling stock characteristics in addition to what was defined in table 4.

#### a) Track

Radius of curvature:  $R_c \approx 1200-1800$  m

These values derive from relation (2). [9]

(2)

if we consider :  $V = 44.44-55.55$  m/s (160-200 km/h),  $2e_0 = 1.50$  m,  $g = 9.81$  m/s<sup>2</sup>

$U = 0.160$  m,  $\gamma_{nc} = 0.7$  m/s<sup>2</sup>

#### b) Rolling stock

- Equipped with bogies with conventional axles.
- Relatively medium value for the equivalent conicity in order to facilitate motion in curves:  $\gamma_e = 0.20$ .
- Selection of rather flexible springs at primary suspension level :  $K_x = K_y = 6 \times 10^6$  N/m.

On a straight track without defects, a railway vehicle with the above characteristics has a critical speed of  $V_{cr} = 263.48$  km/h, which means that it has a safety margin, as per the design speed, of 30% for  $V_d = 200$  km/h and 60% for  $V_d = 160$  km/h. [8], [9].

For the study of the tilting train's circulation in curves the following steps were followed:

1<sup>st</sup> step: Calculation of the vehicle running speed  $V$  in relation to the radius  $R_c$  using relation (2):

(3)

2<sup>nd</sup> step: resolution of the linear system 6x6 describing the lateral semi-static behavior of the vehicle in curves;

3<sup>rd</sup> step: in case of wheel flange – rail contact (contact between flange of the wheel and the inner face of the rail), register, for various values of radius  $R_c$ , of the guidance force  $F_{ij}$ ;

4<sup>th</sup> step: in case of no contact of wheel flange – rail, register, for various values of radius  $R_c$ , of the wear index  $P$ .

The wear index used in the present paper is given by the relation (4). [10], [11].

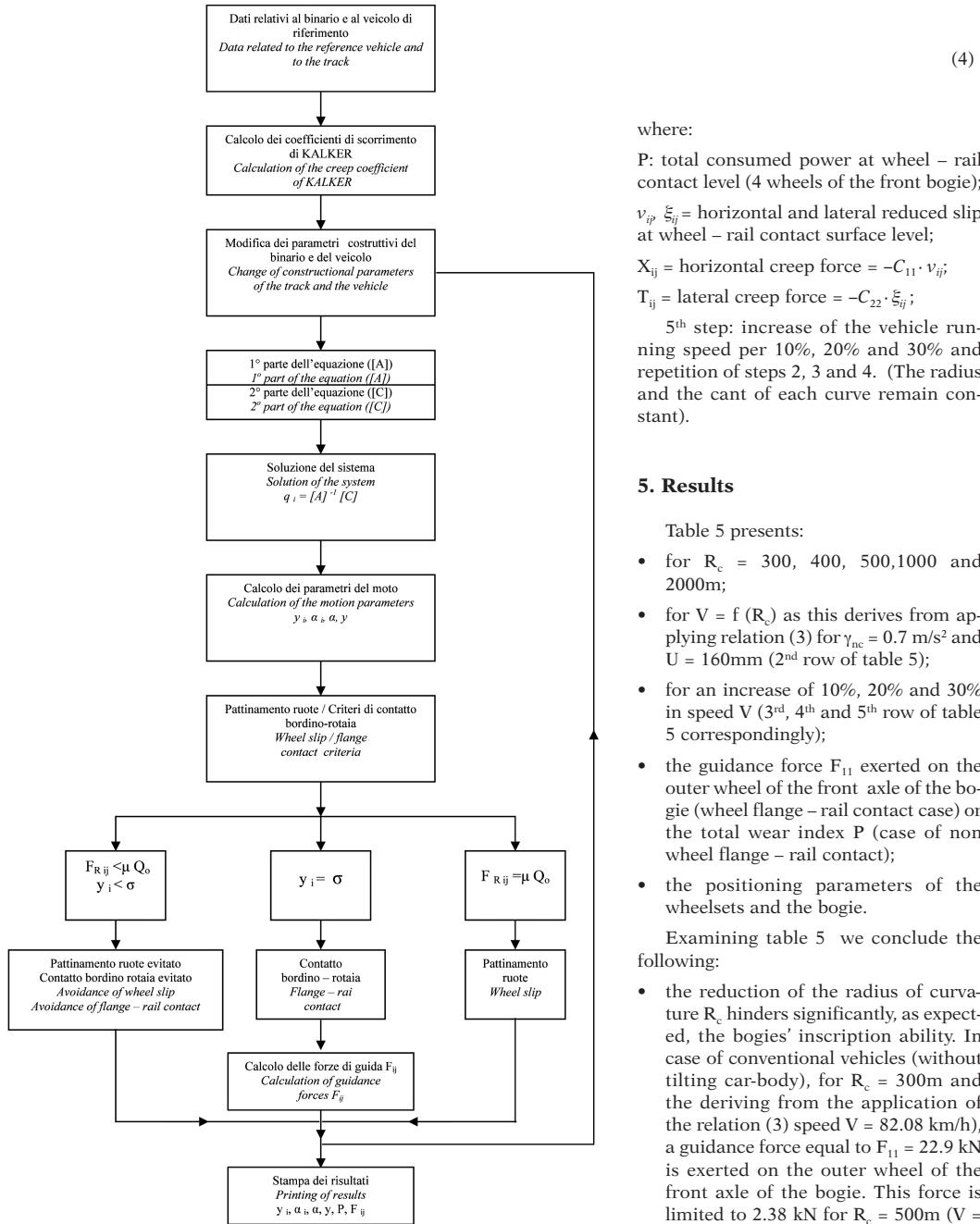


Fig. 3 – Passi di calcolo e capacità di calcolo del software. *Calculation steps and the calculation capacities of the software.*

where:

P: total consumed power at wheel – rail contact level (4 wheels of the front bogie);

$v_{ip}$   $\xi_{ij}$  = horizontal and lateral reduced slip at wheel – rail contact surface level;

$X_{ij}$  = horizontal creep force =  $-C_{11} \cdot v_{ip}$ ;

$T_{ij}$  = lateral creep force =  $-C_{22} \cdot \xi_{ij}$ ;

5<sup>th</sup> step: increase of the vehicle running speed per 10%, 20% and 30% and repetition of steps 2, 3 and 4. (The radius and the cant of each curve remain constant).

## 5. Results

Table 5 presents:

- for  $R_c = 300, 400, 500, 1000$  and 2000m;
- for  $V = f(R_c)$  as this derives from applying relation (3) for  $\gamma_{nc} = 0.7 \text{ m/s}^2$  and  $U = 160\text{mm}$  (2<sup>nd</sup> row of table 5);
- for an increase of 10%, 20% and 30% in speed  $V$  (3<sup>rd</sup>, 4<sup>th</sup> and 5<sup>th</sup> row of table 5 correspondingly);
- the guidance force  $F_{11}$  exerted on the outer wheel of the front axle of the bogie (wheel flange – rail contact case) or the total wear index  $P$  (case of non wheel flange – rail contact);
- the positioning parameters of the wheelsets and the bogie.

Examining table 5 we conclude the following:

- the reduction of the radius of curvature  $R_c$  hinders significantly, as expected, the bogies' inscription ability. In case of conventional vehicles (without tilting car-body), for  $R_c = 300\text{m}$  and the deriving from the application of the relation (3) speed  $V = 82.08 \text{ km/h}$ , a guidance force equal to  $F_{11} = 22.9 \text{ kN}$  is exerted on the outer wheel of the front axle of the bogie. This force is limited to  $2.38 \text{ kN}$  for  $R_c = 500\text{m}$  ( $V = 105.97 \text{ km/h}$ ) while in larger radii is nonexistent;

TABELLA 5  
TABLE 5

CIRCOLAZIONE DEI TRENI AD ASSETTO VARIABILE SU BINARI A VELOCITÀ CONVENZIONALI – IMPATTO DELL'AUMENTO DELLA VELOCITÀ DI CORSA IN CURVA SULLA CAPACITÀ DI INSCRIZIONE DEI CARRELLI. *RUNNING OF TILTING TRAINS ON CONVENTIONAL-SPEED TRACKS - IMPACT OF THE INCREASE OF THE RUNNING SPEED IN CURVES ON THE BOGIES INSCRIPTION ABILITY*

(1)	$R_c$	300 m	400 m	500 m	1000 m	2000 m
(2)	$V$ $\gamma_{nc} = 0.7 \text{ m/s}^2$	82.08 km/h	94.78 km/h	105.97 km/h	149.87 km/h	211.94 km/h
		$F_{11} = 22.9 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -4.236 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 6.181 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.088 \text{ mrad}$ $\alpha = 0.193 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 10.00 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -2.007 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 4.328 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.196 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.06 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 2.38 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -0.798 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 3.498 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.256 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.181 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 0$ $y_1 = 6.571 \text{ mm}$ $y_2 = 0.384 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 1.745 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.441 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.221 \text{ mrad}$ $P = 0.276 \text{ kW}$	$F_{11} = 0$ $y_1 = 4.331 \text{ mm}$ $y_2 = 1.059 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 0.802 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.56 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.192 \text{ mrad}$ $P = 0.162 \text{ kW}$
(3)	$1.1V$ $\gamma_{nc} = 1.07 \text{ m/s}^2$	90.29 km/h	104.26 km/h	116.56 km/h	164.85 km/h	233.13 km/h
		$F_{11} = 27.56 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -3.868 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 6.035 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.35 \text{ mrad}$ $\alpha = 0.17 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 14.45 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -1.673 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 4.182 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.478 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.09 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 6.62 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -0.483 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 3.356 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.565 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.217 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 0$ $y_1 = 7.656 \text{ mm}$ $y_2 = 1.202 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 1.743 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.794 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.303 \text{ mrad}$ $P = 0.386 \text{ kW}$	$F_{11} = 0$ $y_1 = 5.062 \text{ mm}$ $y_2 = 2.355 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 0.478 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.914 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.237 \text{ mrad}$ $P = 0.255 \text{ kW}$
(4)	$1.2V$ $\gamma_{nc} = 1.47 \text{ m/s}^2$	98.50 km/h	113.74 km/h	127.16 km/h	179.84 km/h	254.33 km/h
		$F_{11} = 32.57 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -3.449 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 5.867 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.641 \text{ mrad}$ $\alpha = 0.142 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 19.09 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -1.279 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 4.004 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.828 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.129 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 10.95 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -0.096 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 3.179 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -0.966 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.266 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 0$ $y_1 = 8.754 \text{ mm}$ $y_2 = 2.382 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 1.578 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -1.202 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.382 \text{ mrad}$ $P = 0.553 \text{ kW}$	$F_{11} = 0$ $y_1 = 3.191 \text{ mm}$ $y_2 = 3.676 \text{ mm}$ $\alpha_1 = -0.46 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -1.986 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.213 \text{ mrad}$ $P = 0.320 \text{ kW}$
(5)	$1.3V$ $\gamma_{nc} = 1.91 \text{ m/s}^2$	106.71 km/h	123.21 km/h	137.76 km/h	194.82 km/h	275.52 km/h
		$F_{11} = 37.9 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -2.968 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 5.672 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -1.003 \text{ mrad}$ $\alpha = 0.106 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 23.85 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = -0.804 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 3.802 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -1.276 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.18 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 15.24 \text{ kN}$ $y_1 = 10 \text{ mm}$ $y_2 = 0.425 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 2.938 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -1.517 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.33 \text{ mrad}$ $P = \text{non applicable}$	$F_{11} = 0$ $y_1 = 9.637 \text{ mm}$ $y_2 = 4.013 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 1.129 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -1.65 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.44 \text{ mrad}$ $P = 0.759 \text{ kW}$	$F_{11} = 0$ $y_1 = 4.156 \text{ mm}$ $y_2 = 5.027 \text{ mm}$ $\alpha_1 = -0.667 \text{ mrad}$ $\alpha_2 = -2.537 \text{ mrad}$ $\alpha = -0.289 \text{ mrad}$ $P = 0.631 \text{ kW}$

Esaminando la tabella 5 si può concludere che:

- la riduzione del raggio di curvatura  $R_c$  ostacola in modo significativo, come atteso, la capacità di inscrizione dei carrelli. Nel caso dei veicoli convenzionali (senza cassa oscillante, per  $R_c = 300 \text{ m}$  e per una velocità  $V = 82.08 \text{ km/h}$  derivante dall'applicazione della relazione (3)), una forza di guida pari a  $F_{11} = 22.9 \text{ kN}$  è esercitata sulla ruota esterna dell'asse anteriore del carrello. Questa forza è limitata a 2.38 kN per  $R_c = 500 \text{ m}$  ( $V = 105.97 \text{ km/h}$ ) mentre per raggi di curvatura superiori è inesistente;
- l'incremento della velocità di corsa  $V$  (circolazione con treni ad assetto variabile) determina un incremento delle forze di guida caricando così la sovrastruttura ferroviaria. Si può notare che un incremento del 10% della velocità di corsa  $V$  (ad esempio da 94.78 km/h a

104,26 km/h) determina un incremento di  $F_{11}$  di circa 5kN (da 10,0 a 14,45kN), un incremento del 20% della velocità di corsa V determina un incremento di  $F_{11}$  di circa 10kN ed infine un incremento del 30% della stessa V determina un incremento di  $F_{11}$  di circa 15kN;

- nelle curve con raggio di curvatura  $R_c > 500$ m il contatto bordino – rotaia è evitato. In questo caso l'incremento di velocità è accompagnato da un incremento della potenza consumata al livello delle quattro ruote del carrello.

### 6. Conclusioni

Nel presente articolo è analizzato, mediante l'utilizzo di modelli matematici lineari, l'impatto dei treni ad assetto variabile sulla sovrastruttura ferroviaria. Tale impatto è essenzialmente dovuto al fatto che, con l'utilizzo della tecnologia ad assetto variabile, le velocità di corsa nelle curve con date caratteristiche geometriche e costruttive, possono essere incrementate rispetto alla velocità di progetto del binario.

La ricerca riguarda i carrelli con assi convenzionali e considera il caso della circolazione dei treni ad assetto variabile su linee convenzionali esistenti.

I risultati evidenziano che:

- nelle curve con raggio di curvatura  $R_c$  compreso nell'intervallo 1200-2000 m in cui velocità di 160-200km/h possono essere ottenute con l'utilizzo di treni convenzionali (per  $\gamma_{nc} = 0.7 \text{ m/s}^2$  e  $U = 160\text{mm}$ ) il contatto bordino – rotaia è evitato. In questo caso l'incremento di velocità dovuto all'utilizzo dei treni ad assetto variabile è accompagnato da un incremento del consumo di potenza al livello delle quattro ruote del carrello;
- nelle curve con raggio di curvatura  $R_c$  compreso nell'intervallo 300-500 m in cui velocità di 80-110 km/h possono essere ottenute con l'utilizzo di treni convenzionali (per  $\gamma_{nc} = 0.7 \text{ m/s}^2$  e  $U = 160\text{mm}$ ) vi è contatto tra bordino e rotaia. In questi casi l'aumento del 10% della velocità di corsa V (dovuto all'instradamento sulla rete ferroviaria di treni ad assetto variabile) determina un incremento di 5 kN della forza di guida  $F_{11}$  (ruota esterna, asse anteriore), un incremento di V del 20% determina un incremento di 10kN della  $F_{11}$  ed un incremento di V del 30% determina un incremento di 15kN della  $F_{11}$  (fig. 4).

Come conclusione generale, i treni che circolano con una maggiore deficienza di sopraelevazione determinano sia un aumento della potenza consumata sia un aumento della forza di guida e, al crescere della velocità, si avvicinano sempre più al limite delle forze SumY. Pertanto la struttura del binario è più stressata e richiede interventi di manutenzione più costosi e di maggior livello qualitativo, anche sul materiale rotabile; l'aumento della velocità in curva impone inoltre di prestare una particolare attenzione all'architettura della linea e alle soluzioni progettuali.

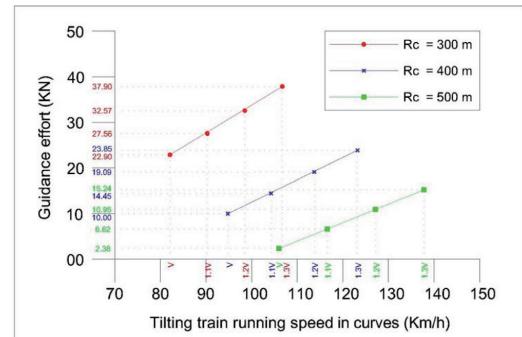


Fig. 4 – Andamento dello sforzo di guida in funzione della velocità. Variation of the guidance effort in relation to the speed.

### 6. Conclusions

Within the frame of this paper, the impacts of tilting trains on the track superstructure are investigated by means of linear mathematical models. These impacts are due to the fact that, using the specific technology, the running speeds in curves with given geometrical and constructional characteristics can be increased in relation to the design speed of the track.

The research covers bogies with conventional axles and considers the case of running of tilting trains on existing conventional lines.

The results revealed that:

- in curves in the range of  $R_c = 1200-2000\text{m}$  in which speeds 160-200km/h can be achieved using conventional trains (for  $\gamma_{nc} = 0.7 \text{ m/s}^2$  and  $U = 160\text{mm}$ ) the wheel flange – rail contact is avoided. In this case the increase in speed by using tilting trains is accompanied by an increase in the consumed power at the level of the four wheels of the bogie;
- in curves in the range of  $R_c = 300-500 \text{ m}$  in which speeds 80-110 km/h can be achieved using conventional trains (for  $\gamma_{nc} = 0.7 \text{ m/s}^2$  and  $U = 160\text{mm}$ ) wheel flange – rail contact is appeared. In these cases the increase of the running speed V per 10% (due to the routing of tilting trains on the network) causes increase in the guidance force  $F_{11}$  per 5kN (outer wheel, front axle), increase of V per 20% causes increase in  $F_{11}$  per 10kN and increase of V per 30% causes increase in  $F_{11}$  per 15kN (fig. 4).

As a general conclusion, the trains travelling at higher cant deficiency increase so the consumed power as the guidance force, and approach the limit of the SumY forces more and more with the speed increase. Therefore, the track structure is more stressed and track maintenance quality and costs appears to be higher, also on rolling stock, the increase of curving speed asks for particular care in architecture and design solutions.

## SCIENZA E TECNICA

### BIBLIOGRAFIA - REFERENCES

- [1] C. PYRGIDIS, N. DEMIRIDIS, "The effects of tilting trains on the track superstructure", 1<sup>st</sup> International Congress, "Railway Conditioning and Monitoring" 2006, IET, 29-30 /11/06, Birmingham, UK, Conference Proceedings, pp. 38-43.
- [2] Fiche UIC 705, "Infrastructure pour les trains à caisse inclinable", 1<sup>re</sup> édition, Août 2003.
- [3] B. DALLA CHIARA, G. HAUSER, A. ELIA, "I treni ad assetto variabile: evoluzione, prestazioni e prospettive", Ingegneria Ferroviaria, No 7-8, luglio-agosto, 2008, pp. 609-647.
- [4] V. PROFILLIDIS, "A survey of operational, technical and economic characteristics of tilting trains", Rail Engineering International, 1998, No. 2, pp. 3-7.
- [5] G. KUBATA, "La technologie des véhicules à caisse inclinable - Perspectives et limites", Rail International, décembre 1992, No 6-7, pp. 31-42.
- [6] R. JOLY, "Circulation d'un véhicule ferroviaire en courbe de faible rayon", Rail International, Avril 1988, pp. 31-42.
- [7] C. PYRGIDIS, "Etude de la stabilité transversale d'un véhicule ferroviaire en alignement et en courbe – Nouvelles technologies des bogies – Etude comparative", Thèse de Doctorat de l'ENPC, Paris, 1990.
- [8] P.J. VERMEULEN, K.L. JOHNSON, "Contact of non spherical elastic bodies transmitting tangential forces", J. of applied mechanics, vol. 86, 1964, pp. 338-340.
- [9] C. PYRGIDIS, "High speed railway networks – Selection of minimum horizontal curve radii", 6<sup>th</sup> World Congress in Railway Research, Edinburgh, 28-01/9/2003, Congress Proceedings, pp. 902-908.
- [10] R. JOLY, C. PYRGIDIS, "Circulation d'un véhicule ferroviaire en courbe – Efforts de guidage", Rail International, Décembre 1990, pp. 11-28.
- [11] J. ELKINS, B. EICKHOFF, "Advances in non linear wheel / rail force prediction methods and their validation", Journal of dynamic systems measurements and control, June 1982, vol. 104, pp. 133-142.

---

#### Sommaire

##### TRAINS PENDULAIRES / TRAINS CONVENTIONNELS

Dans cet article sont analysés, à travers des modèles mathématiques, les effets semi-statiques de la circulation des trains à assiette variable sur la structure supérieure. Ceux-ci dépendent du fait que la vitesse dans des virages possèdent certaines caractéristiques géométriques et de construction peut être accrue par rapport à la vitesse du projet de la ligne. L'étude porte sur les trains à assiette variable avec chariots à essieux conventionnels circulant sur lignes ordinaires.

---

#### Zusammenfassung

##### NEIGEZUGEN/KONVENTIONELLE ZUGEN

Mittels mathematischen Modellen werden die quasi-statischen Wechselwirkungen zwischen Oberbau und Neigezügen analysiert. Diese Wirkungen hängen davon ab dass die Neigezügen mit höheren Geschwindigkeiten als früher die Gleisbögen befahren. Die Forschung beschäftigt sich mit Neigezügen, mit normalen Drehgestellen ausgerüstet, die auf gemeinen Linien fahren.