



Sullo svio di un veicolo ferroviario. Influenza dei vari parametri

On the derailment of a railway vehicle. Influence of different parameters

Prof. Ing. Giorgio DIANA^(*), Dott. Ingg. Stefano BRUNI^(*), Roberto CORRADI^(*), Egidio DI GIALLEONARDO^(*)

Sommario - Il presente lavoro si pone l'obiettivo di analizzare le diverse cause che possono portare allo svio di un veicolo ferroviario sia da un punto di vista analitico che da un punto di vista sperimentale. In particolare viene analizzata l'influenza di vari parametri, quali la presenza di forze longitudinali al contatto ruota-rotaia o il forte disequilibrio tra i carichi verticali delle ruote dello stesso asse, sul limite di svio. Vengono, inoltre, presentate delle analisi di tipo sperimentale che mostrano, come, in funzione del caso in esame, il limite di NADAL possa rappresentare la reale condizione limite di svio oppure risulti molto conservativo.

1. Introduzione

Molti lavori sono stati scritti sulla definizione delle condizioni che portano allo svio di un veicolo ferroviario. Tutti ormai concordano che il parametro fondamentale per definire la condizione di svio è il rapporto tra la componente laterale Y della forza di contatto ruota-rotaia giacente nel piano del ferro e la componente Q normale al piano del ferro che agiscono sulla ruota che va a bordinio, in genere in un transitorio di ingresso / uscita da una curva.

La formula di NADAL fornisce il valore limite del rapporto Y/Q :

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_l = \frac{tg\gamma_{MAX} - \mu}{1 + \mu tg\gamma_{MAX}} \quad (1)$$

che indica il valore di Y/Q raggiunto il quale si ha lo svio, valore che dipende solo dal coefficiente di attrito μ e dall'angolo γ_{MAX} definito per profili unificati intorno a 70° .

In verità, ricerche svolte sull'argomento dal nostro gruppo di ricerca [1], [2] e da altri ricercatori [3], [4], hanno mostrato attraverso prove sperimentali sia in linea che su banchi a rotolamento ed anche attraverso simulazioni numeriche che il valore limite $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$ dipende anche da altri parametri quali l'angolo di attacco della ruota alla rotaia e il rapporto tra la forza verticale Q della ruota

Summary - The aim of this work is to analyse different causes which can lead to the derailment of a railway vehicle, both from an analytical and an experimental point of view. In particular the influence of different factors, such as the longitudinal forces at wheel-rail interface or the unbalance of the vertical contact force components, is investigated with regard to the derailment safety limit value. Additionally some experimental analysis are shown, proving that, depending on the case study, NADAL's limit value is able to represent the actual derailment limit conditions or that it is largely conservative.

1. Introduction

Many scientific papers published in the past have dealt with defining the causes leading to the derailment of a railway vehicle. Most of these are in agreement in that the fundamental parameter influencing this phenomenon is the derailment coefficient Y/Q , that is the ratio between the lateral component Y of the wheel-rail contact force, laying in the plane of the upper surface of the rails, and the component Q that is orthogonal to the upper surface of the rails, acting on the flanging wheel, usually during a curve entry or exit transient.

A formula by NADAL provides a limit value for the Y/Q ratio:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_l = \frac{tg\gamma_{MAX} - \mu}{1 + \mu tg\gamma_{MAX}} \quad (1)$$

denoting the Y/Q value at which derailment is supposed to take place. This limit value only depends upon the friction coefficient μ and the maximum contact angle γ_{MAX} which is often close to 70° for standardised profiles.

Actually, researches performed by the research group to which the authors of this paper belong [1], [2] and by other researchers [3], [4] showed by means of both experimental tests performed in line and on roller rig and of numerical simulation that the limit value for the derailment coefficient $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$ is also affected by other parameters.

^(*) Politecnico di Milano, Dipartimento di Meccanica.

^(*) Politecnico di Milano, Dipartimento di Meccanica.

che va a bordino rispetto al valore della forza Q relativa alla ruota opposta. Inoltre il valore limite del rapporto Y/Q dipende anche dalla intensità delle forze longitudinali.

Si ha lo svio quando, supponendo di conoscere il valore limite $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$ il valore di Y/Q diventa elevato e supera il valore limite. Un altro aspetto importante è quindi conoscere quali sono le condizioni della linea e del veicolo che impongono valori elevati di Y/Q tali da raggiungere il valore limite.

Vedremo che i parametri fondamentali per definire il valore di Y/Q oltre al valore di accelerazione non compensata, definita dalle specifiche, sono per la linea i raggi di curva e i livelli di irregolarità del binario e per il veicolo tutti i parametri che definiscono la dinamica di marcia del veicolo stesso e in particolare la sensibilità allo sghembo.

È importante anche in fase di progettazione di un veicolo valutarne il comportamento in condizioni di marcia che possono portare allo svio. In particolare, i test di omologazione previsti nella normativa vigente in Europa (EN14363 [5]) prevedono che si eseguano sia test quasistatici mirati a valutare la sensibilità allo sghembo e la resistenza al deragliamento del veicolo, sia prove in linea anche in curve a raggio stretto fino al valore minimo di 250 m.

Vista la complessità del problema, l'unica maniera per identificare le condizioni di svio al variare di tutti i parametri è di usare dei modelli di calcolo che siano in grado di definire lo svio al variare dei parametri della linea e del veicolo. D'altra parte, è pure importante conoscere in anticipo quali sono le condizioni per cui più facilmente si possono raggiungere i limiti di svio. Quest'ultimo aspetto del problema è preso in considerazione nel capitolo 'Stato dell'arte dello svio e considerazioni qualitative'.

Scopo del presente lavoro è, richiamando i risultati di precedenti ricerche e utilizzando il modello di calcolo da noi sviluppato in grado di riprodurre la dinamica anche durante lo svio, di mettere in luce quali sono i parametri della linea e del veicolo che maggiormente determinano la possibilità di svio.

Il lavoro è organizzato nei seguenti capitoli:

- 1) introduzione;
- 2) stato dell'arte e considerazioni generali sullo svio;
- 3) modello numerico della dinamica del veicolo e sua validazione;
- 4) risultati sperimentali e analitici di Y/Q e delle condizioni di svio in alcuni casi tipici;
- 5) conclusioni.

2. Stato dell'arte e considerazioni generali sullo svio

In [1] si è svolta un'analisi sperimentale su una sala montata utilizzando un banco a rulli per individuare le

ters, such as the angle of attack of the wheel over the rail and the ratio between the vertical forces Q on the flanging and non-flanging wheels. Furthermore, this limit value also depends upon the magnitude of the longitudinal forces acting at wheel-rail contact.

Assuming as known the limit value for the derailment coefficient $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$, derailment occurs when the Y/Q ratio exceeds the limit value. Another important issue is therefore to know which are the line and vehicle running conditions, leading to high Y/Q values that may lead to exceeding the limit.

We will see that the fundamental parameters to define the Y/Q value are, besides cant deficiency as recognised by the standard, the curve radius and level of track irregularity as far as the track is concerned, and all parameters affecting vehicle dynamics, particularly the sensitivity to track distortion.

It is important therefore, since the design stage to evaluate the vehicle's dynamic behaviour in running conditions which might lead to derailment. In particular, the homologation tests foreseen by the standards in force in Europe (EN14363 [5]) require that static tests are performed to evaluate the sensitivity to track distortion and the resistance to derailment of the vehicle and that line tests are performed on curves including short radius curves with R in the range of 250 m.

Considering the complexity of the problem, the only way to define the derailment conditions as function of all parameters involved consists in using appropriate mathematical models, able to identify the occurrence of derailment in association with various vehicle and track conditions. Moreover, it is important to know in advance which are the running conditions that are more likely to produce an exceedence of the derailment limit. This issue is dealt with in this paper in the Section entitled 'State-of-the-Art about derailment and qualitative considerations'.

The aim of this work is to outline the effect of various vehicle and track parameters on the derailment of a railway vehicle. To this aim, results from previously published researches are recalled and organised, and exemplary case studies are illustrated based on the use of a mathematical model of vehicle-track interaction developed by the research group to which the authors belong.

The paper is organised as follows:

- 1) introduction;
- 2) state-of-the-art about derailment and general considerations;
- 3) vehicle dynamics mathematical model and validation;
- 4) experimental and analytical results of Y/Q and on derailment conditions in selected case studies;
- 5) conclusions.

condizioni di svio al variare di vari parametri tra cui l'angolo di attacco σ tra ruota e rotaia, il rapporto Q_1/Q_2 tra le forze verticali delle due ruote, essendo Q_1 la forza verticale della ruota che va a bordino, e l'effetto prodotto dalle forze longitudinali.

In fig. 1, si riporta il set-up utilizzato per le prove, insieme a delle immagini che riproducono lo svio, tratte da [1].

2.1. Effetto dell'angolo di attacco σ

In fig. 2 si riportano le condizioni tratte da [1] di svio o non svio al variare di Y/Q per vari valori dell'angolo di attacco σ . Da questi dati, come illustrato nel lavoro, si può stimare il valore limite $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$ per non avere svio al variare dell'angolo di attacco σ , curva continua di fig. 2. Come si può osservare, la curva tende al valore di NADAL per σ superiore a circa $6 \cdot 10^{-3}$ rad. Analoghi risultati sono stati ottenuti da ELKINS [3], la cui curva è pure riportata in fig. 2.

Per interpretare questi risultati come già precisato nel lavoro [1] basta fare riferimento all'equilibrio della ruota. Con riferimento alla fig. 3, le equazioni di equilibrio della ruota sono trascurando le forze di inerzia e considerando un solo punto di contatto sono:

$$\begin{aligned} Q &= N \cos \gamma - T \sin \gamma \\ Y &= N \sin \gamma + T \cos \gamma \end{aligned} \quad (2)$$

essendo γ l'angolo della tangente al punto di contatto, N

2. State-of-the-Art about derailment and general considerations

In paper [1] an experimental analysis was performed on a mounted wheel set, using a roller rig to identify the derailment conditions for varying values of parameters such as the angle of attack σ of the wheel over the rail, the ratio Q_1/Q_2 of the vertical forces on the two wheels, being Q_1 the vertical force on the flanging wheel, and the effect of the longitudinal component of the contact force.

Fig. 1 shows the experimental setup used in the tests and some meaningful images from a video recording of derailment taken from [1].

2.1. Effect of the angle of attack σ

Fig. 2 represents derailment or non-derailment conditions from [1] with respect to Y/Q ratio for different values of the angle of attack σ . From these experimental results it is possible, as shown in [1], to estimate the limit value $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$ for not incurring in derailment, with the change of the angle of attack. This limit is represented in fig. 2 by a solid line and it tends to NADAL's limit for σ greater than about $6 \cdot 10^{-3}$ rad. Similar results and conclusions were obtained by ELKINS, whose curve is even plotted in fig. 2.

To explain these results, following [1], the equilibrium of the flanging wheel is examined. With reference to fig.

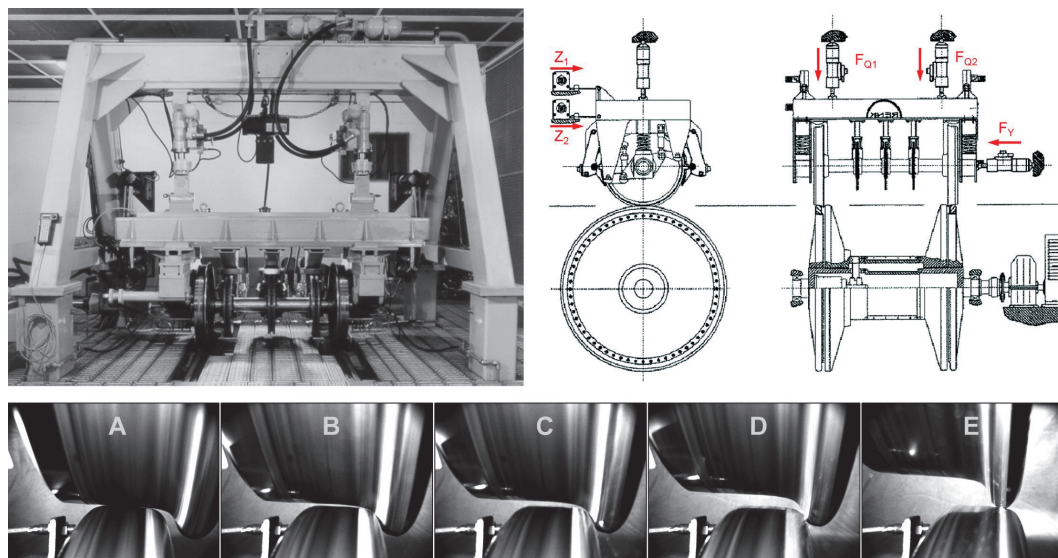


Fig. 1 - Il banco a rotolamento BU300 di Lucchini RS. A sinistra in alto: vista di insieme. A destra in alto: schema del banco e del sistema di azionamento. In basso: sequenza di svio. *The BU300 roller rig owned by Lucchini RS. Top left: overall view. Top right: scheme of the bench with the actuation system. Bottom: wheel derailment sequence.*

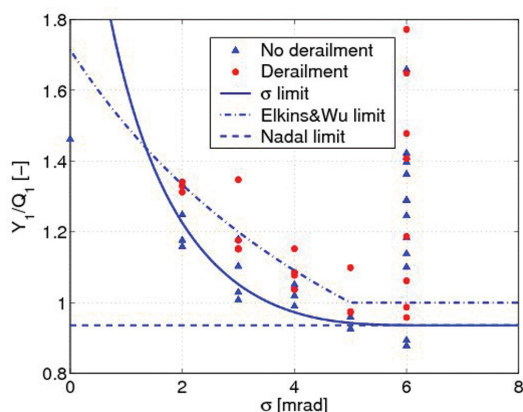


Fig. 2 - Valori sperimentali del rapporto Y/Q massimo rilevato nelle prove al banco BU300 in funzione dell'angolo di attacco per prove terminate con/senza svio della sala. In linea continua e tratteggiata diverse proposte per la definizione del valore limite del rapporto Y/Q. (Tratto da [1]). *Experimental maximum Y/Q values measured on the BU300 roller rig as function of the attack angle, for tests ended with / without derailment. The solid and dash-dot lines represent two different proposals for a σ -dependent Y/Q limit value (From [1]).*

l'azione normale e T quella tangenziale esercitate dalla rotaia sulla ruota nel punto di contatto.

Quando il punto di contatto è sulla tavola, come in fig. 3, γ è piccolo, l'azione T ha il verso indicato nella stessa fig. 3 lo pseudoslittamento trasversale associato alla T è di verso ad essa opposto.

In questo caso è prevalentemente l'azione della T ad equilibrare l'azione della forza Y.

Dalle equazioni (2) si ottiene che il rapporto Y/Q vale:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{tg\gamma + \frac{T}{N}}{1 - \frac{T}{N} tg\gamma} \quad (3)$$

Quando invece la ruota va a bordino γ diventa grande rispetto al caso precedente e se l'angolo di attacco σ è elevato il punto di contatto si sposta in avanti nel verso di avanzamento della ruota, come indicato in fig. 4. In tale situazione la velocità del punto di contatto appartenente alla ruota ha una componente verticale significativa e dà luogo a uno pseudoslittamento elevato rivolto verso il basso a cui corrisponde una forza T di segno opposto rispetto al caso precedente e quindi con componente verticale importante rivolta verso l'alto, ossia a favorire lo svio.

Più in avanti si sposta il punto di contatto, ossia maggiore è l'angolo di attacco σ più grande risulta lo pseudoslittamento, che può raggiungere il valore limite di saturazione per cui il rapporto $\frac{T}{N}$ della equazione (3) diventa uguale a $-\mu$ e si ottiene la formula di NADAL che riproduce il valore $\left(\frac{Y}{Q}\right)$ limite ponendo $\gamma = \gamma_{MAX}$. In altre paro-

3, the equilibrium equations obtained by neglecting all inertia effects and considering one single contact point between the wheel and the rail are:

$$Q = N \cos \gamma - T \sin \gamma$$

$$Y = N \sin \gamma + T \cos \gamma \quad (2)$$

γ being the angle of the tangent line in the contact point, N and T the normal and tangential components of the force applied by the rail to the wheel in the contact point.

When the contact point is on the wheel tread, as shown in fig. 3, the contact angle γ is small, the tangential contact force component T is pointing in the direction shown in the figure and the transversal creepage is pointing in the opposite direction.

In this condition, Equations (2) yield the Y/Q value:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{tg\gamma + \frac{T}{N}}{1 - \frac{T}{N} tg\gamma} \quad (3)$$

however, when the wheel enters in flange contact with the rail, the contact angle γ is much greater than in the previously described condition and, if the attack angle σ is sufficiently large, the contact point is displaced ahead in the direction of the wheel's forward movement, as depicted in fig. 4. In this condition, the speed of the contact point on the wheel surface has a non-negligible component in vertical direction and gives rise to a creepage component pointing downwards, which in turn gives rise to a creep force T pointing in the opposite direction than in the previous case, which means upwards, favouring the occurrence of derailment.

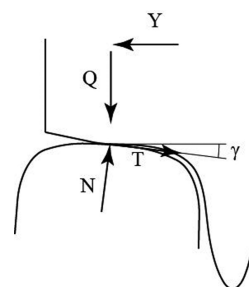


Fig. 3 - Forze scambiate all'interfaccia ruota-rotaia nel caso di contatto sulla tavola di rotolamento. *Forces exchanged at wheel-rail interface considering the contact on the tread of the wheel.*

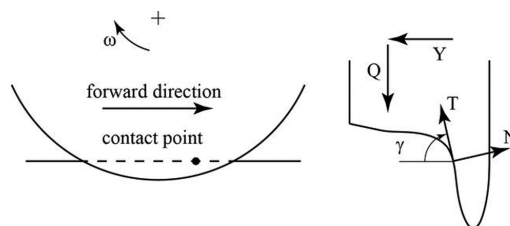


Fig. 4 - Spostamento del punto di contatto e forze scambiate all'interfaccia ruota-rotaia nel caso di contatto a bordino. *Longitudinal displacement of the contact point and forces exchanged at wheel-rail interface considering a contact on the flange of the wheel.*

The farther ahead the contact point is displaced, i.e. the greater is the attack angle σ , the larger will be the

le, il criterio di NADAL vale quando il punto di contatto con $\gamma=\gamma_{\text{MAX}}$ è spostato in avanti e lo pseudoslittamento è prevalentemente dovuto alla componente verticale della velocità del punto di contatto.

Queste considerazioni giustificano l'andamento di Y/Q al variare di σ di fig. 2 e come all'aumentare di $\sigma \left(\frac{Y}{Q}\right)$ tenda al limite di NADAL. Infatti, se σ è piccolo il contatto avviene praticamente sul piano verticale condotto dal centro ruota e non si produce una componente verticale di T che favorisce lo svio, perché la componente di pseudoslittamento rivolta verso il basso è piccola.

2.2. Effetto delle forze longitudinali

Se alla ruota sono applicate delle forze longitudinali importanti, lo pseudoslittamento longitudinale può andare vicino alla saturazione e le forze trasversali non possono che essere piccole ed il rapporto T/N diventa molto minore del valore massimo pari a $\pm\mu$.

In altre parole, forti pseudoslittamenti longitudinali impongono forze trasversali piccole, come è ben noto [6], [7]. In tali condizioni, anche con σ elevato il rapporto T/N non potrà mai essere prossimo in valore assoluto a μ ma sarà ad esso inferiore e quindi $\left(\frac{Y}{Q}\right)$ sarà maggiore del valore indicato da NADAL.

Se quindi si hanno forti coppie di trazione o di frenatura applicate alle ruote, il valore di $\left(\frac{Y}{Q}\right)$ aumenta.

Si hanno comunque azioni longitudinali in ruote non indipendenti quando il veicolo è in curva, perché la differenza dei raggi di curvatura della rotaia esterna rispetto a quella interna provoca degli pseudoslittamenti longitudinali tanto maggiori quanto più è grande il rapporto s/R tra il semiscartamento s e il raggio medio della curva R . Effetto opposto ma analogo è generato in curva dalla differenza dei raggi di rotolamento della ruota esterna ed interna alla curva. Inoltre, se le forze verticali Q_1 della ruota a bordino e Q_2 dell'altra ruota sono confrontabili, gli pseudoslittamenti longitudinali sulle due ruote dovuti all'inserimento in curva sono dello stesso ordine di grandezza e di segno opposto per l'equilibrio della sala, in assenza di coppie traenti o frenanti.

Se Q_1 componente verticale della forza sulla ruota a bordino diventa più piccola di Q_2 , essendo le forze longitudinali come già detto eguali ed opposte, lo pseudoslittamento della ruota a bordino aumenta tanto più è piccolo Q_1 rispetto a Q_2 e va in saturazione e quindi T/N non potrà essere uguale a $-\mu$ nell'equazione (3) e quindi $\left(\frac{Y}{Q}\right)$ aumenta anche in funzione del rapporto Q_2/Q_1 .

Queste considerazioni giustificano i risultati sperimentali riportati in fig. 5 tratta da [1], dove per Q_1 piccolo rispetto a Q_2 si hanno valori di $\left(\frac{Y}{Q}\right)$ ben maggiori di quelli forniti dalla formula di NADAL.

transversal creepage, which might reach the saturation limit at which the $\frac{T}{N}$ ratio in Equation (3) equals $-\mu$ so

that by setting the $\gamma=\gamma_{\text{MAX}}$ NADAL's formula (1) is obtained. In other words, Nadal's criterion holds when a contact point having contact angle $\gamma=\gamma_{\text{MAX}}$ is displaced forward in the direction of the wheel's movement and the creepage at the wheel/rail contact is mainly due to the component of the wheel speed pointing vertically downwards.

The above remarks justify the trend of the Y/Q limit with the attack angle σ shown in fig. 2 and why at large values of $\sigma \left(\frac{Y}{Q}\right)$ tends to NADAL's limit. Indeed, at relatively small values of σ the contact point almost lies within the vertical plane containing the wheel centre and the vertical component of the creep force T is too small to favour the derailment, because the creepage component pointing downwards is small.

2.2. Effect of the longitudinal forces

When longitudinal forces having significant amplitude are applied on the flanging wheel, the longitudinal creepage may become close to the saturation limit and the transversal creep forces are consequently reduced, so that the T/N ratio becomes much lower than the maximum possible value $\pm\mu$.

In other words, large longitudinal creepages result in to relatively small transversal creep forces, as is well known [6], [7]. Under these circumstances, even in case of a large angle of attack σ the absolute value of the T/N ratio cannot become close to μ and will be instead much lower, so that $\left(\frac{Y}{Q}\right)$ will be significantly larger than the value provided by NADAL's equation (1).

Therefore, large tractive or braking torques applied on the wheels will result in a greater $\left(\frac{Y}{Q}\right)$ value.

It shall be noted that, in a solid wheelset, longitudinal contact forces are generated during curve negotiation regardless of the application of traction / braking torques, because the difference of the inner and outer rail curvatures generates longitudinal creepages whose magnitude is increasing with the s/R ratio between the semi-gauge of the track s and the curve radius R . An opposite effect is generated by the difference of the rolling radii between the outer and inner wheels. Furthermore, if the vertical forces acting on the flanging and non-flanging wheels, Q_1 and Q_2 respectively, have similar values, the longitudinal creepages produced on the two wheels by curve negotiation have the same order of magnitude and are pointing in opposite directions, to satisfy the equilibrium of the wheel set, when no traction / braking torques are applied.

If otherwise the vertical force on the flanging wheel Q_1 is lower than the vertical force on the other wheel Q_2 , the longitudinal creepage on the flanging wheel will be

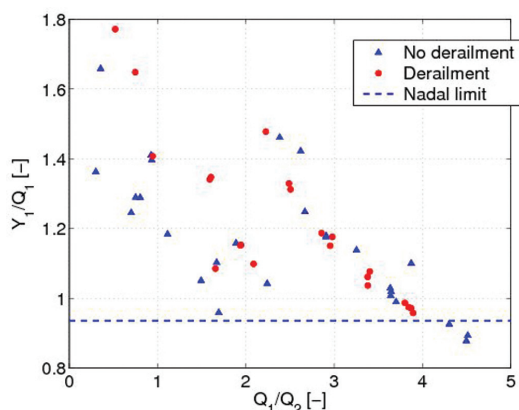


Fig. 5 - Valori sperimentali del rapporto Y/Q massimo rilevato nelle prove al banco BU300 in funzione del rapporto Q1/Q2 per prove terminate con/senza svio della sala. In linea tratteggiata il valore limite di NADAL. (Tratto da [1]). *Experimental maximum Y/Q values measured on the BU300 roller rig as function of the Q1/Q2 ratio, for tests ended with / without derailment. The dashed line represents the NADAL's limit (From [1]).*

2.3. Quali parametri influenzano il valore di Y/Q.

Come già detto, oltre a sapere il valore limite di Y/Q è utile conoscere quali sono le condizioni della linea e del veicolo che inducono valori elevati di Y/Q e quindi possono raggiungere il valore limite e conseguentemente causare lo svio.

Per definire le combinazioni di condizioni di marcia del veicolo e di geometria del binario che possono portare allo svio, è necessario utilizzare un opportuno modello matematico per la simulazione della dinamica di marcia del veicolo, anche perché le prove sperimentali in linea vengono condotte, per ragioni di sicurezza, lontano dalle condizioni di marcia che possono produrre uno svio. Le condizioni di svio vengono pertanto raggiunte in linea solo in caso di incidente, che, da un certo punto di vista, può essere visto come un test case attraverso il quale raffinare i metodi di calcolo.

Il modello da noi sviluppato è stato validato per alcune condizioni di svio per le quali siamo stati coinvolti. Nel paragrafo 4 alcuni di questi casi sono riportati. Qui di seguito, invece, in forma semplice si vogliono fornire indicazioni su quali sono le condizioni per avere Y/Q elevato.

Se escludiamo il caso di vento laterale o un problema di forte instabilità da serpeggio in rettilineo, il valore di Y/Q è in genere basso (per valori di Y/Q elevati si intendono valori vicini all'unità, ricordando che un valore generalmente assunto di $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$ che garantisce la sicurezza di marcia rispetto allo svio è $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l = 0.8$), ed è legato alla dinamica del veicolo indotta dalle irregolarità verticali e orizzontali.

increased, being the longitudinal forces on the two wheels approximately equal as mentioned above. The lower the Q_1 force compared to Q_2 , the larger will be the longitudinal creepage on the flanging wheel. This will result in a reduction of the T/N ratio that cannot equal $-\mu$ in equation (3) and therefore $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$ will be also increasing as function of the Q_2/Q_1 ratio.

These remarks explain the experimental results reported in fig. 5, from [1], where it is shown that for Q_1 small values with respect to Q_2 , $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$ values much larger than NADAL's limit are experimentally obtained.

2.3. Parameters influencing the Y/Q ratio.

As mentioned above, besides defining a correct limit value for the derailment coefficient Y/Q it is useful to know which are the track and vehicle conditions leading to high Y/Q values which may approach the limit value and produce a derailment.

To define the combinations of running conditions and track geometry that may lead to derailment, a mathematical model able to reproduce the wheel derailment mechanism shall be used. Line measurements are less useful in this regard, since for safety reasons these are normally performed in running conditions sufficiently far from those leading to derailment. Derailment occurs, therefore on real tracks only in the case of accidents that, from a certain point of view, may be seen as test cases that can be used to improve the simulation tools.

The mathematical model developed by our research group was validated based on measurements coming from derailment cases in which we were involved as consultants. Two of these cases are examined in Section 4. Hereafter some considerations on conditions that may lead to high values of the coefficient Y/Q are illustrated.

Excluding the case of a vehicle subjected to strong cross winds or experiencing a serious hunting instability problem, the Y/Q ratio is normally relatively low for a vehicle running in tangent track (we mean hereafter as 'large' Y/Q values approaching the unit, recalling that a limit value often assumed to ensure the safe running of a rail vehicle is $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l = 0.8$), being mostly produced by vehicle dynamics induced by track irregularity.

Large Y/Q values may instead occur in curved track and especially in entry / exit transitions, but also in full curve when in presence of large track irregularity.

The curve transition zone, and especially the exit transition are particularly significant, because the transient effect induced by the varying track curvature are superimposed with the effect of track distortion produced by the gradient of the outer rail super elevation.

Valori elevati di Y/Q si hanno nelle curve e prevalentemente nelle zone di raccordo o anche in piena curva soprattutto quando agli effetti della curva si aggiungono delle irregolarità importanti.

La zona di raccordo, soprattutto in uscita dalla curva, è significativa perché oltre al transitorio dovuto al raccordo si aggiunge l'effetto dello sghembo prodotto dalla variazione della sopraelevazione del binario.

In ogni caso, i valori di Y/Q elevati non nascono in genere per effetto della forza centrifuga associata all'accelerazione non compensata, ma si producono spontaneamente per effetto della cinematica di iscrizione del carrello in curve strette. Sul primo assile, una forza laterale Y importante viene prodotta sulla ruota esterna prevalentemente per equilibrare le forze tangenziali al contatto che nascono sulla ruota interna dello stesso asse nell'inserimento in curve strette.

Infatti, in prima approssimazione trascurando la deformabilità delle sospensioni nasce sulle due ruote della sala anteriore del carrello una velocità trasversale V_T , fig. 6, che rapportata alla velocità del veicolo V forma uno pseudoslittamento trasversale pari a:

$$\alpha \cong \frac{p}{2R} \quad (4)$$

Tali pseudoslittamenti sono rivolti verso l'interno della curva, e quindi generano sulla prima sala una forza

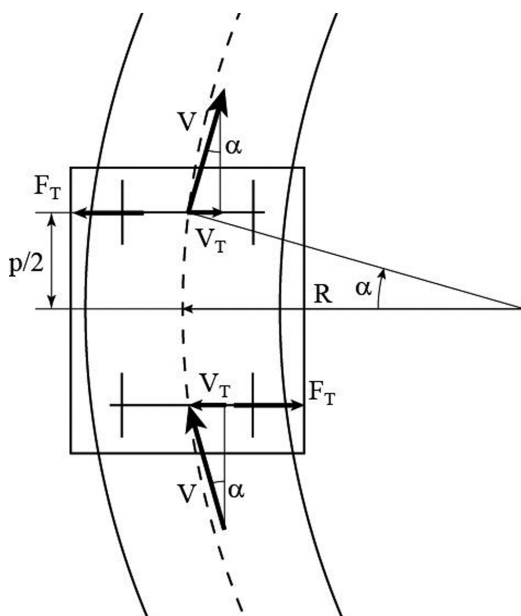


Fig. 6 - Iscrizione del carrello in curva: pseudoslittamenti e forze trasversali. Attitude of a bogie in a curve: transversal creepages and transversal creep forces.

However, large Y/Q values on the flanging wheel of the leading wheel set are not caused by centrifugal effects associated with cant deficiency, but are produced by kinematic effects occurring when the bogie negotiates a short radius curve. On the leading axle, a relatively large value of the lateral force Y arises on the outer wheel, mainly to balance the tangential creep force taking place on the inner wheel of the same axle.

Indeed, in first approximation and neglecting suspension deformability a transversal speed component V_T arises on the two wheels of the leading axle (fig. 6). This speed component, divided by the wheel set forward speed V gives rise to a transversal creepage approximately equal to:

$$\alpha \cong \frac{p}{2R} \quad (4)$$

These creepages point toward the centre of curvature, and hence generate on the leading axle a creep force F_T pointing outwards the curve (fig. 6), whereas on the trailing wheel set the tangential creep force takes the opposite orientation, as also shown in fig. 6.

Furthermore, longitudinal creepages arise as well, in relationship with the ratio s/r of the track semi-gauge over the curve radius. These longitudinal creepages produce equal and opposite longitudinal forces on the inner and outer wheels, with the force on the outer wheel pointing in the opposite direction of the forward movement of the bogie, as shown in fig. 7.

The longitudinal and transversal creep forces generate a yawing moment on the bogie, which tends to rotate the bogie counter-clockwise in fig. 6 and 7, i. e. forces the

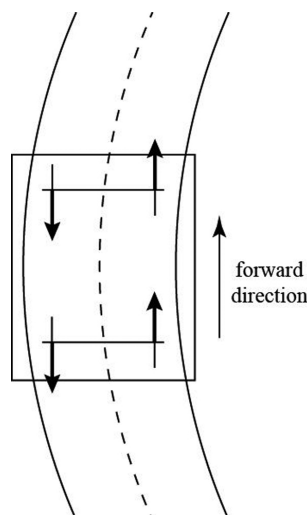


Fig. 7 - Iscrizione del carrello in curva: forze longitudinali sulle ruote. Attitude of a bogie in a curve: longitudinal creep forces.

trasversale F_T che è diretta verso l'esterno della curva (fig. 6), mentre sulla sala posteriore del carrello la forza generata ha verso opposto, essendo la componente di velocità trasversale della seconda sala rispetto al binario di segno opposto rispetto alla sala anteriore, come mostrato in fig. 6.

Inoltre nascono, come già detto, degli pseudoslittamenti longitudinali che sono legati al rapporto s/R tra il semiscartamento del binario e il raggio della curva. Tali pseudoslittamenti longitudinali danno origine a forze uguali e opposte sulla stessa sala dirette in verso opposto all'avanzamento sulla ruota esterna come mostrato in fig. 7.

Tali forze, sia trasversali che longitudinali, danno origine ad una coppia che fa ruotare il carrello in verso antiorario nelle figg. 6 e 7, ossia portano la ruota esterna del primo assile a bordino. In tal modo aumenta il raggio della ruota esterna della prima sala e diminuisce quello della ruota interna ed una azione opposta nasce sulla seconda sala provocando delle forze longitudinali contrarie a quelle definite dal rapporto s/R che, insieme all'azione di bordino, equilibrano le forze sul carrello.

Se si considera una curva stretta ($R < 300$ m) $p/2R$ e s/r sono dell'ordine di $5 \cdot 10^{-3}$, tali pseudoslittamenti portano a saturazione le azioni tangenziali di contatto che diventano pari al prodotto della forza normale per il coefficiente di attrito, e si producono i valori massimi delle forze di bordino e quindi del coefficiente di svio Y/Q . All'aumentare del coefficiente di attrito il rapporto Y/Q aumenta, quindi temperature elevate e climi secchi sono favorevoli allo svio.

Misure effettuate in linea, come riportato nel paragrafo 4, hanno fornito valori di Y/Q ben superiori ai limiti di NADAL senza che si verificasse lo svio, il che è giustificato dal fatto che siano presenti forze longitudinali al limite della saturazione (vedi par. 2.2). Teniamo presente che si sono misurati valori di coefficiente di attrito in condizioni di alte temperature dell'ordine dell'unità e quindi il criterio di NADAL fornirebbe un valore limite di $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l = 0.46$ per $\mu=1$ e $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l = 0.9$ per $\mu=0.5$.

Valori di Y/Q elevati si possono ottenere in curva quando si hanno anche forti irregolarità del binario, come mostrato in [2] dove si riporta l'analisi di uno svio avvenuto prevalentemente per la presenza in curva di forti irregolarità trasversali, che verrà richiamato nel paragrafo 4.

Pericolosa è inoltre la presenza di sgombri dovuti ai raccordi delle curve o ad irregolarità che scaricano la ruota esterna alla curva. In tale caso gli pseudoslittamenti che agiscono sulle altre ruote dello stesso carrello portano comunque la ruota esterna della prima sala a bordino, ma essendo piccolo il valore del carico verticale Q si possono raggiungere valori di Y/Q molto superiori a 1 che possono provocare lo svio.

Se si hanno curve larghe, ad esempio con $R > 2000$ m, i valori degli pseudoslittamenti trasversali $a=p/2R$ o degli pseudoslittamenti longitudinali pari a s/R sono del-

outer wheel of the leading axle in flange contact. In this way, the rolling radius of the leading wheel set outer wheel increases whereas the rolling radius of the inner wheel decreases, so that an opposite longitudinal creepage component is generated, which tends to generate longitudinal forces pointing in the opposite direction than those associated with the different curvature of the inner and outer rail.

When a short radius curve is considered ($R < 300$ m) the terms $p/2R$ and s/r are both in the order of magnitude of $5 \cdot 10^{-3}$; these pseudo-creepages lead to the saturation of the tangential contact actions, whose magnitude becomes the product of the normal force and the friction coefficient. Therefore, the maximum possible values of the Y forces on the flanging wheel and hence of the derailment coefficient Y/Q are produced. In this condition, the Y/Q ratio is increasing for increasing value of the friction coefficient. Therefore, high temperature and dry weather conditions represent favourable conditions for derailment to take place.

Measurements performed in the line have shown that values of the Y/Q ratio much greater than NADAL's limit may occur without attaining the derailment of the wheel set, as reported in Section 4. This is justified by the fact that in these running conditions the longitudinal creep forces may reach a value close to the saturation (see Section 2.2). One should also consider that, in hot and dry conditions, on-track measurements have provided friction coefficient values in the unit range which would give NADAL's limit $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l = 0.46$ for $\mu=1$, whereas $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l = 0.9$ for $\mu=0.5$.

High Y/Q values may take place during curve negotiation also due to a high level of track irregularity, as shown in [2] where the examination of a derailment case is reported which was mainly due to the presence of large transversal irregularities. A presentation of this case study is provided in Section 4 of this paper.

Track distortion due to either curve transitions or track irregularity shall also be regarded as dangerous when these produce the unloading of the outer wheel in the leading wheel set. In this case, the creep forces acting on the other wheels are pushing the wheel into flange contact but since the vertical load on this wheel is reduced, very high values of the Y/Q ratio can be attained, even greater than 1, which may cause the derailment to occur.

When the bogie negotiates large radius curves, e.g. $R > 2000$ m, the magnitude of the transversal and longitudinal creepages are in the order of 10^{-3} , the tangential creep forces are in the order of magnitude of 10 kN and the outer wheel in the leading wheel set by entering into flange contact and generating an increase of the rolling radius creates longitudinal forces which may prevent the occurrence of very high values of γ and Y/Q . In these curves, the centrifugal effects associated with cant defi-

l'ordine di 10^{-3} ; le forze tangenziali sono dell'ordine di 10 kN e la ruota esterna della prima sala andando verso il bordinio può con l'aumento di raggio di rotolamento creare forze longitudinali che possono equilibrare al serpeggio l'effetto delle altre forze tangenziali agenti sul carrello senza che si raggiungano valori elevati di γ e di Y/Q . In tali condizioni, in curve di ampio raggio, diventano importanti, le forze centrifughe create dalla accelerazione non compensata, che vengono in parte equilibrate dalla deriva dell'assile posteriore.

Quando prevale l'effetto delle forze centrifughe, ad esempio quando l'accelerazione non compensata è molto elevata perché si affrontano le curve a velocità superiore al limite o, anche in rettilineo, per effetto di vento trasversale prima che si raggiungano condizioni di svio, inizia prima una fase di ribaltamento, a cui segue una di svio.

2.4. Effetto delle ruote indipendenti

Se il carrello, come spesso accade nei veicoli tranviari, è dotato di ruote indipendenti, vengono a mancare le azioni longitudinali dovute ad s/R o alle variazioni di raggio di rotolamento e le azioni trasversali dovute all'angolo di attacco della sala a (figg. 6 e 7) sono compensate solo dalle forze di bordinio. In tali condizioni, venendo a mancare le azioni longitudinali, il limite di Y/Q si riduce a quello di NADAL, come mostrato in [8].

3. Modello matematico della dinamica del veicolo e sua validazione

Il modello matematico del veicolo ferroviario è basato su un approccio multi-corpo che considera, ove necessario, la flessibilità dei corpi. Il modello considera inoltre gli effetti associati alla deformabilità dell'armamento, utilizzando a questo fine una descrizione matematica del movimento dell'armamento basata sul metodo degli elementi finiti oppure una più semplice rappresentazione nella forma di modelli sezionali co-viaggianti con il veicolo.

Ai fini della modellazione, il veicolo ferroviario è suddiviso in moduli elementari di tipo:

1. cassa, modellata come un singolo corpo rigido o flessibile;
2. carrello. Tale modulo comprende il telaio carrello rappresentato come un corpo rigido o flessibile, le sospensioni primarie rappresentate da elementi elastici e smorzanti concentrati, e le sale il cui moto è descritto come combinazione dei modi di vibrare della sala non vincolata, comprendendo i moti rigidi e, ove necessario, i modi deformabili che coinvolgono la flessione e la torsione dell'assile e i modi di deformazione locale delle singole ruote;

ciency may play an important role, as will be better shown by simulations, which are partly balanced by the creep forces acting on the trailing axle.

When the effect of centrifugal forces is prevailing, e.g. when the cant deficiency is very high because the curve is negotiated at over-speed, or in case of presence of crosswinds on a straight stretch, the vehicle initially undergoes an overturning process, which is then followed by derailment.

2.4. Effect of independently rotating wheel sets

When the bogie is equipped with independently rotating wheel sets, which is often the case in tramway vehicles, negligible longitudinal creep forces are generated by both the track curvature and the rolling radius variation, so that the transversal creep forces generated by the attack angle of the wheelset a (figg. 6 and 7) are only compensated by the normal contact force exchanged on the flange of the flanging wheels. In these conditions, the longitudinal forces are missing, and the Y/Q limit for derailment tends to Nadal's limit, as shown in [8].

3. Mathematical model for vehicle dynamics and its validation

The mathematical model of a railway vehicle is based on a multi-body approach that takes into account, if needed, the flexibility of the bodies. Additionally the model accounts for the effects due to the flexibility of the track, describing its motion by means of a finite element schematisation or using simpler models such as moving track models.

The vehicle can be subdivided into elementary units of the following types:

1. car body, modelled as a single rigid or flexible body;
2. bogie. This elementary unit is comprehensive of the bogie frame, represented as a rigid or flexible body, of the primary suspensions made up by lumped visco-elastic elements, and of the wheel sets, whose motion is described as a combination of the vibration modes of the freely suspended wheel set, containing the rigid modes and, if needed, the flexible modes (bending and torsion modes and modes of local deformation of the wheels);
3. other bodies, typically motors / converters / auxiliaries represented as rigid bodies connected to the car body or the bogie by means of lumped visco-elastic elements.

By combining the above listed elementary units it is possible to derive a large number of railway vehicles, starting from a typical architecture made up of a car body, two bogies and four wheel set up to articulated vehicles and composition of vehicles with Jacobs bogies.

3. altri corpi, tipicamente motori / convertitori / ausiliari rappresentati come corpi rigidi connessi ai moduli cassa o carrello mediante elementi elastici e smorzanti concentrati.

Combinando opportunamente i moduli sopra citati è possibile modellare un'ampia categoria di veicoli ferroviari che comprende sia veicoli ad architettura 'classica' formati da cassa, due carrelli e quattro sale, ma anche veicoli articolati e composizioni di veicoli con carrelli condivisi.

Le equazioni di moto di ciascun modulo elementare sono scritte rispetto ad una terna di assi cartesiani mobile che segue il tracciato del binario con velocità di avanzamento V mantenendo il proprio asse Z allineato con la tangente alla mezzzeria del binario, l'asse X ortogonale al piano del ferro e l'asse Y tale da formare una terna destra con i precedenti due. A ciascun corpo rigido sono attribuiti cinque gradi di libertà, consistenti negli spostamenti relativi alla terna mobile secondo le direzioni X e Y della terna stessa e nelle rotazioni di serpeggio, beccheggio e rollio.

Assumendo per ogni modulo piccoli spostamenti nell'intorno della propria terna mobile è possibile linearizzare le equazioni di moto del sistema rispetto alle sole non-linearità cinematiche, mentre rimangono pienamente rappresentati nel modello gli effetti non-lineari associati alle forze di contatto ruota-rotaia, cfr. paragrafo 3.1, e gli effetti associati al comportamento non lineare delle sospensioni del veicolo. Le equazioni di moto prendono pertanto la forma simbolica:

$$M_v \ddot{x}_v + C_v \dot{x}_v + K_v x_v = F_c(V, t) + F_i(V, t) + F_{nl}(x_v, \dot{x}_v) + F_{cv}(x_t, \dot{x}_t, x_v, \dot{x}_v, V, t) \quad (5)$$

In cui M_v , C_v , e K_v sono le matrici rispettivamente di massa, smorzamento e rigidità del veicolo (o dell'intero convoglio), x_v è il vettore delle coordinate libere del veicolo, F_c è il vettore delle forze generalizzate che si generano nelle sospensioni secondarie e negli eventuali collegamenti tra le casse per effetto dei movimenti relativi tra le terne di riferimento dei diversi moduli, F_i è il vettore contenente le componenti Lagrangiane delle forze inerziali di trascinamento, F_{nl} è il vettore delle forze generalizzate generate dagli elementi delle sospensioni a comportamento non-lineare (ad esempio i tamponi di contenimento laterale cassa-carrello) e infine F_{cv} è il vettore delle forze generalizzate dovute alle forze di contatto ruota-rotaia. Quest'ultimo termine dipende sia dal movimento del veicolo, ossia dalle coordinate libere del veicolo x_v e dalle loro derivate temporali \dot{x}_v , sia dal movimento dell'armamento, rappresentato dalle coordinate x_t e dalle loro derivate rispetto al tempo \dot{x}_t .

All'equazione di moto del veicolo (5) viene unita una equazione di moto relativa all'armamento, derivata da una schematizzazione agli elementi finiti dell'armamento, oppure su una rappresentazione semplificata di questo in termini di modelli sezionali co-viaggianti con il vei-

The equations of motion of each elementary unit are written with respect to a moving Cartesian reference system following the track centreline with constant speed V while keeping the Z axis tangent to the track centreline, the X axis orthogonal to the rail level and the Y axis oriented so to obtain a right handed reference frame. Each rigid body is assigned with five degrees of freedom, the lateral and vertical displacement relative to the moving reference frame and the yaw, pitch and roll rotations.

Assuming for each elementary unit small displacements with respect to the moving reference system it is possible to linearize the equations of motion with respect to the sole kinematics non-linearities, whereas the non linear effects associated to the wheel-rail contact forces (see paragraph 3.1) and to the non linear behaviour of the vehicle suspensions are still fully represented in the model. The equations of motion take the following symbolic form:

$$M_v \ddot{x}_v + C_v \dot{x}_v + K_v x_v = F_c(V, t) + F_i(V, t) + F_{nl}(x_v, \dot{x}_v) + F_{cv}(x_t, \dot{x}_t, x_v, \dot{x}_v, V, t) \quad (5)$$

where M_v , C_v , and K_v are respectively the mass, damping and stiffness matrices of the vehicle (or of the entire train set), x_v is the vector of the independent coordinates of the vehicle, F_c is the vector of the generalised forces generated by the secondary suspensions and the links between the carbodies due to the relative motion between the reference frame of each elementary unit, F_i is the vector of the Lagrangian components of the inertial forces due to the motion of the reference frames, F_{nl} is the vector of the generalised forces caused by the non linearities in the suspension (e.g. the bumpstops between the carbody and the bogies) and F_{cv} is the vector of the generalised wheel-rail contact forces. This term depends on both the motion of the vehicle, by means of the independent coordinates of the vehicle x_v and their time derivatives \dot{x}_v , and the motion of the track, represented by the coordinates x_t and their time derivatives.

In addition to the equations of motion of the vehicle (5), the equations of motion of the track are also considered, obtained through a finite element schematisation of the track or by means of a simplified representation in terms of sectional moving models. In both cases, the equations of motion of the track take the form:

$$M_t \ddot{x}_t + C_t \dot{x}_t + K_t x_t = F_{ct}(x_t, \dot{x}_t, x_v, \dot{x}_v, V, t) \quad (6)$$

where M_t , C_t and K_t are respectively the mass, damping and stiffness matrices of the track, x_t is the vector of the independent coordinates and F_{ct} is the vector of the generalised forces acting according to the permanent-way degrees of freedom due to the wheel-rail contact forces.

Equations (5) and (6) take the form of the systems of differential equations coupled by means of the terms due to the wheel-rail contact forces. These equations are solved using a numerical scheme implementing a Newmark method modified in a suitable way.

colo. In entrambi i casi, l'equazione di moto dell'armamento prende la forma simbolica:

$$M_t \ddot{x}_t + C_t \dot{x}_t + K_t x_t = F_{ct}(x_t, \dot{x}_t, x_v, \dot{x}_v, V, t) \quad (6)$$

in cui M_t , C_t e K_t sono le matrici di massa, smorzamento e rigidità dell'armamento, x_t è il vettore delle coordinate libere che descrivono il moto dell'armamento e F_{ct} è il vettore delle forze generalizzate agenti secondo i gradi di libertà dell'armamento per effetto delle forze di contatto ruota-rotaia.

Le equazioni (5) e (6) prendono quindi la forma di due sistemi di equazioni differenziali accoppiati per mezzo dei termini relativi alle forze di contatto. Tali equazioni sono risolte adottando uno schema di integrazione numerica al passo di tipo Newmark opportunamente modificato.

Ai fini della corretta simulazione della dinamica del veicolo, particolarmente in condizioni dinamiche estreme quali quelle che possono portare allo svio di una sala, assume particolare importanza il modello adottato per rappresentare le forze di contatto ruota-rotaia. Tale modello deve considerare le non-linearità associate alla geometria dei profili a contatto nonché il legame non-lineare tra le forze tangenziali di contatto e gli pseudoslittamenti. Infine, allo scopo di descrivere correttamente il processo di svio di una sala, risulta indispensabile considerare gli effetti geometrici detti "fuori piano", ossia associati allo spostamento del contatto ruota-rotaia al di fuori del piano meridiano verticale della sala, e la presenza simultanea di più punti di contatto sulla stessa ruota. Nel paragrafo 3.1 si riassumono le caratteristiche principali del modello di contatto utilizzato, e nel paragrafo 3.2 si riportano alcuni risultati relativi alla validazione del modello mediante confronto con prove full-scale condotte sul banco a rotolamento BU300 di Lucchini RS.

3.1. Il modello del contatto ruota-rotaia

Il modello delle forze di contatto è di tipo multi - Hertziano [1], [9], ossia definisce la regione del contatto tra ruota e rotaia come l'unione di più impronte di contatto ellittiche, descrivendo in ciascuna di queste sia la distribuzione delle azioni normali al contatto in funzione della penetrazione elastica tra i corpi sia il legame tra le componenti tangenziali delle forze di contatto e gli pseudoslittamenti. Questo si presta sia a riprodurre condizioni di multiplo contatto (ad esempio la contemporanea presenza di un contatto sulla tavola o sul raccordo e di un contatto sul bordino) sia condizioni di contatto non-Hertziane ossia i casi in cui l'impronta di contatto assuma una forma marcatamente non-ellittica, che può essere però approssimata come unione di più impronte ellittiche come mostrato in [10]. Di conseguenza, il modello adottato presenta un'ottima accuratezza in tutte quelle condizioni dove un modello basato su un singolo contatto Hertziano risulta non applicabile e nel contempo mantiene una elevata efficien-

In order to correctly simulate the dynamics of the vehicle, in particular considering severe dynamics conditions such as the ones leading to the derailment of a wheel set, wheel-rail contact model becomes very relevant. This model must account for the non-linearities due to the contact profiles and to the non-linear relationship between the tangential forces and the creepages. Additionally, in order to correctly reproduce the derailment process of a wheel set, it is necessary to consider the so called out-of-plane effects, associated with the displacement of the contact point from the vertical symmetry plane of the wheel set, and the possible simultaneous presence of multiple contact point acting on the same wheel. Section 3.1 reports the main features of the contact model used, while in section 3.2 some results related to the validation of the model using full-scale tests performed on the BU300 roller-rig of Lucchini RS are shown.

3.1. Wheel-rail contact model

The wheel-rail contact model is a multi - Hertzian model [1], [9], replacing the wheel-rail contact patch by a set of multiple elliptic contact patches, where the normal forces are described as a function of the elastic penetration between the bodies and the tangential ones as a function of the creepages. This approach is suitable to represent conditions of multiple contact points (e.g. the simultaneous presence of a contact point on the wheel tread and one on the flange) or non Hertzian contact conditions, where the shape of the contact patch is clearly non-elliptical, but can be approximated by a set of elliptical patches, as shown in [10]. As a consequence, the adopted model shows an excellent accuracy in all those conditions where a model based on a single Hertzian contact is not applicable and, at the same time, maintains a significant computational efficiency that allows to keep the computation times within reasonable limits.

The calculation of wheel-rail contact forces is made into two steps:

i. Geometrical analysis of wheel-rail contact: it is performed prior to the numerical simulation and allows to define a contact table where the values of different parameters relevant to the computation of wheel-rail contact forces (contact angles, rolling radii, etc.) are stored as a function of the relative lateral displacement between the wheelset and the rails and of the angle of attack of the wheelset;

ii. Computation of normal and tangential forces: the calculation is made during each step of the numerical simulation, using the contact table previously defined.

In the following the two phases of the calculation of wheel-rail contact forces are described.

za computazionale che consente di mantenere i tempi di simulazione entro limiti accettabili.

Il calcolo delle forze di contatto si svolge in due passi successivi:

i. analisi geometrica del contatto ruota-rotaia: questa viene eseguita preliminarmente alla simulazione numerica, e consente di definire una tabella di contatto in cui sono immagazzinati i valori dei parametri geometrici caratteristici del contatto ruota-rotaia (angoli al contatto, raggi di rotolamento etc.) al variare della posizione relativa della sala rispetto al binario e dell'angolo di attacco della sala;

ii. calcolo delle forze di contatto normali e tangenziali: questo calcolo viene eseguito durante la simulazione numerica al passo, sfruttando la tabella di contatto costruita precedentemente.

Nel seguito si descrivono in dettaglio le due fasi del calcolo delle forze di contatto.

3.1.1 Analisi geometrica del contatto ruota-rotaia

Al fine di considerare adeguatamente gli effetti geometrici "fuori piano" precedentemente menzionati, per l'analisi geometrica del contatto ruota-rotaia si descrivono i moti relativi della sala rispetto al binario in termini di due variabili cinematiche indipendenti: lo spostamento relativo laterale e la rotazione di serpeggio relativa o "angolo di attacco". In tal modo, si costruisce quindi una tabella di contatto bi-dimensionale, in cui i parametri del contatto sono definiti per diverse combinazioni di valori discreti dei due parametri cinematici indipendenti sopra citati.

La tabella di contatto viene costruita utilizzando il metodo detto del "visible profile" [11]: per ciascun valore di angolo di attacco σ considerato, si ottiene la proiezione del profilo tridimensionale delle due ruote secondo il piano ortogonale all'asse del binario come involuppo delle ellissi che rappresentano la traccia in tale piano delle circonferenze appartenenti alla superficie di rotolamento delle ruote, come mostrato in fig. 8. Sul profilo piano equivalente così ottenuto si esegue una analisi geometrica mono-dimensionale che determina i parametri di contatto in funzione dello spostamento laterale relativo sala-binario, e i risultati di questa analisi sono salvati nella tabella di contatto. Iterando il procedimento per diversi valori dell'angolo di attacco, si ottiene la costruzione della tabella di contatto complessiva.

In maggior dettaglio, i parametri di contatto che sono salvati nella tabella di contatto sono il numero di possibili contatti attivi tra la ruota e la rotaia e, per ciascuno di questi:

- l'inclinazione γ del piano di contatto;
- la variazione di raggio di rotolamento ΔR della ruota, rispetto al raggio nominale R_0 ;

3.1.1. Geometrical analysis of wheel-rail contact

In order to take into account the out-of-plane effects previously mentioned, as far as the geometrical analysis of wheel-rail contact is concerned, the relative motion of the wheelset with respect to the rails is described by means of two independent kinematic variables: the relative lateral displacement and the relative yaw rotation (angle of attack). In this way, a bi-dimensional contact table is built, defining the contact parameters for different combinations of values of the two above mentioned parameters.

The contact table is built using the so-called "visible profile method" [11]: for each considered value of the angle of attack σ , the projection of the three-dimensional profile of the wheels along the plane orthogonal to the track centreline is obtained as the envelope of the ellipses representing the trace in that plane of the circumferences belonging to the rolling surface of the wheel, as shown in fig. 8. A mono-dimensional geometrical analysis is then performed using the equivalent profile obtained in such a way, determining the contact parameters as a function of the relative lateral displacement between wheel set and rails, which are then stored in the contact table. The complete contact table is then obtained iterating the process for different values of the angle of attack.

Going into more detail, the contact parameters stored in the contact table are the number of potential contact points between the wheel and the rail, and for each one:

- the inclination γ of the contact plane;
- the rolling radius variation of the wheel ΔR with respect to the nominal radius R_0 ;
- the undeformed distance δ of the potential contact points;
- the Hertzian coefficient C_H which defines the relationship between the normal component of the contact force and the elastic penetration between the bodies in rolling contact;
- the forward displacement d of the contact point

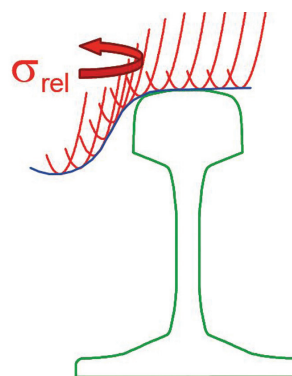


Fig. 8 - Effetto dell'angolo di attacco nella analisi geometrica del contatto ruota-rotaia: determinazione del profilo piano equivalente. *Effect of the angle of attack of the wheel on the geometrical analysis of wheel-rail contact: determination of the equivalent profile.*

- la distanza indeformata δ dei potenziali punti di contatto;
- il coefficiente Hertziano C_H che definisce la relazione tra la componente normale delle forze di contatto e la deformazione elastica locale dei corpi a contatto elastica;
- l'avanzamento longitudinale d del punto di contatto rispetto al piano verticale meridiano della sala, che può essere calcolato come:

$$d = \frac{r_c}{\sin \sigma}$$

essendo r_c la distanza laterale fra il punto di contatto individuato sul profilo piano equivalente e il semiasse maggiore della ellisse utilizzata per la costruzione del profilo piano equivalente alla quale appartiene il punto di contatto (fig. 9).

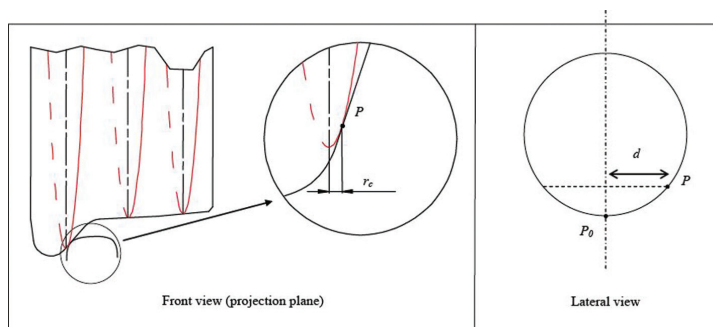


Fig. 9 - Effetto dell'angolo di attacco nella analisi geometrica del contatto ruota-rotaia: calcolo dell'avanzamento longitudinale del punto di contatto. *Effect of the angle of attack of the wheel on the geometrical analysis of wheel-rail contact: calculation of the forward displacement of the contact point.*

3.1.2. Calcolo al passo delle forze di contatto normali e tangenziali

All'interno del generico passo di integrazione, si procede al calcolo delle forze di contatto utilizzando i risultati della analisi geometrica del contatto descritta in precedenza. In primo luogo, utilizzando i valori istantanei dello spostamento laterale relativo sala-binario e dell'angolo di attacco, si esegue l'interpolazione della tabella di contatto e si ottengono il numero di contatti attivi e per ciascuno di questi i parametri del contatto.

Successivamente, per ciascun punto di contatto si proiettano gli spostamenti relativi ruota-rotaia secondo la direzione normale definita dall'angolo γ e si determina la compenetrazione elastica p tra i due profili. La componente normale N della forza di contatto viene quindi calcolata in base alla formulazione Hertziana come:

$$\begin{cases} N = C_H p & \text{se } p > 0 \\ N = 0 & \text{se } p \geq 0 \end{cases} \quad (7)$$

Le forze tangenziali in ogni contatto sono successivamente valutate come funzione dei carichi normali e de-

with respect to the vertical symmetry plane of the wheel set, which can be calculated as follows:

$$d = \frac{r_c}{\sin \sigma}$$

being r_c the lateral distance between the contact point located on the equivalent profile and the semi-major axis of the ellipse, used for the construction of the equivalent profile, to which the contact point belongs (fig. 9).

3.1.2. Computation of the normal and tangential contact forces

The calculation of the contact forces, using the previously described geometrical analysis, is performed with each time step. First of all, using the actual values of the wheel-rail relative lateral displacement and angle of attack, an interpolation on the contact table is performed and the number of active contact points along to the values of the related contact parameters are obtained.

Then, considering each contact point, the wheel-rail relative displacements are projected along the normal direction defined by the contact angle γ and the elastic penetration p between the profiles is determined. The normal component N of the contact force is then calculated on the basis of the Hertzian formulation:

Then, considering each contact point, the wheel-rail relative displacements are projected along the normal direction defined by the contact angle γ and the elastic penetration p between the profiles is determined. The normal component N of the contact force is then calculated on the basis of the Hertzian formulation:

$$\begin{cases} N = C_H p & \text{se } p > 0 \\ N = 0 & \text{se } p \geq 0 \end{cases} \quad (7)$$

Afterwards, the tangential forces for each contact point are evaluated as a function of the normal loads and the creepages using the "heuristic" model by SHEN, HEDRICK and ELKINS [6]. Finally, each component of the contact force is projected on the reference frame of each considered bogie assembly and the Lagrangian components of these forces on the independent coordinates of the vehicle are calculated. The same components of the contact forces are projected on the track reference system and are used to define the Lagrangian components of the contact forces on the independent coordinates of the track. More details on the mathematical procedure for the computation of the wheel-rail contact forces are reported in the references [1] and [12].

3.2. Validation of the wheel-rail contact model

In [1] comparisons between full-scale tests carried out on BU300 roller-rig and numerical simulations performed using the contact model described in section 3.1

gli pseudoslittamenti attraverso l'utilizzo del modello "euristico" di SHEN, HEDRICK e ELKINS [6]. Infine tutte le componenti di forza di contatto tra ruota e rotaia vengono proiettate nel sistema di riferimento definito dalla terna viaggiante relativa al modulo carrello considerato e vengono calcolate le componenti Lagrangiane di tali forze rispetto alle coordinate libere del veicolo. Le stesse componenti delle forze di contatto sono proiettate nel sistema di riferimento del modello dell'armamento e sono utilizzate per definire le componenti Lagrangiane delle forze di contatto secondo le coordinate libere dell'armamento.

Maggiori dettagli relativi al procedimento matematico per il calcolo delle forze di contatto sono riportate nei riferimenti [1] e [12].

3.2. Validazione del modello matematico del contatto ruota-rotaia

In [1] sono riportati confronti numerico-sperimentali tra prove full-scale condotte sul banco a rotolamento BU300 di Lucchini RS e simulazioni numeriche eseguite utilizzando il modello del contatto descritto al paragrafo 3.1, al fine di dimostrare la capacità del modello di riprodurre correttamente le condizioni di contatto ruota rotaia nelle condizioni di marcia in cui si verifica lo svio della sala.

A titolo di esempio, si riportano i risultati del confronto numerico-sperimentale per due prove condotte a diversi valori del rapporto Q_1/Q_2 tra il carico verticale sulla ruota soggetta allo svio e sulla ruota opposta della stessa sala. In entrambi i casi considerati, si applica alla sala un angolo di attacco relativamente elevato (pari a 6 mrad) e orientato in modo da produrre una componente verticale della forza di attrito orientata verso l'alto, in modo da favorire lo svio.

In fig. 10 si mostrano gli andamenti della forza verticale Q_1 e della forza laterale Y_1 misurate per una condi-

zione sono riportate in ordine to show the capability of the model to correctly reproduce the wheel-rail contact conditions in running conditions determining the derailment of the wheel set.

As an example the results of the numerical-experimental comparison are reported considering two tests carried out for different values of the ratio Q_1/Q_2 between the vertical load acting on the derailing wheel and the opposite one of the same wheel set. In both cases, a significant value of the angle of attack (equal to 6 mrad) is applied to the wheel set oriented so to produce an uplift component of the frictional force in order to ease the derailment. Fig. 10 shows the time histories of the vertical force Q_1 and the lateral force Y_1 measured during a test where the value of the ratio Q_1/Q_2 was set to 0.4. in this condition, as already discussed in section 2, derailment occurs for values of the Y/Q ratio much larger than NADAL limit. In particular, in the case under analysis it was necessary to increase the Y/Q ratio up to 2.4 in order to reach the derailment of the wheel set, against a value of the NADAL coefficient equal to 0.94. The result of the simulation (in continuous line) reproduces accurately the maximum values of the vertical and lateral forces and, therefore, the value of the Y/Q ratio corresponding to the derailment condition. Additionally, the time history of the two quantities is adequately reproduced. It is noticeable that, after the derailment, the measured value of the vertical force is larger than zero because, for safety reasons, during the experimental tests the wheel was stopped by means of a bumpstop in order to maintain into contact the wheel on the top of the rail head (see the last image on the right of the sequence in fig. 1). On the contrary, in the numerical simulation, when the derailment is completed the wheel loses completely the contact with the rail and the contact force assumes zero value. This aspect explain the different trend of the vertical component of

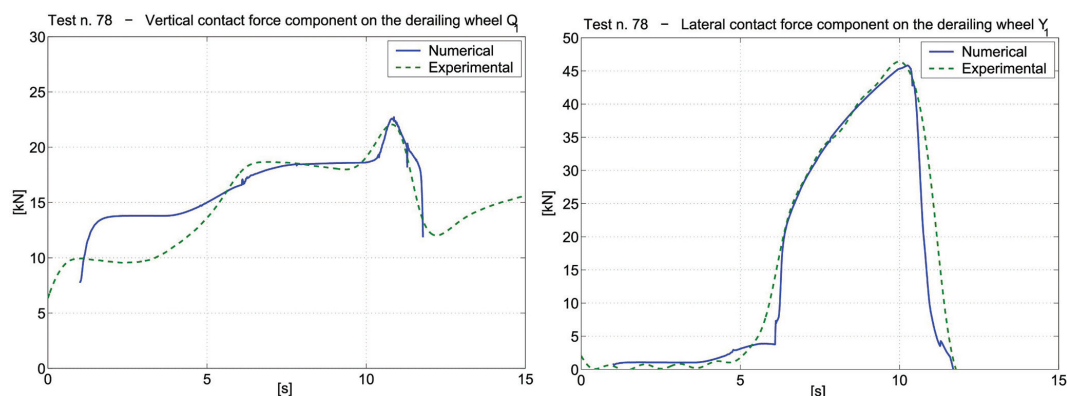


Fig. 10 - Confronto numerico-sperimentale delle forze di contatto in condizioni di svio a basso valore del rapporto Q_1/Q_2 . Comparison between numerical and experimental contact forces in derailment conditions considering a small value of the Q_1/Q_2 ratio.

zione di prova corrispondente a un rapporto Q_1/Q_2 pari a circa 0.4. In questa condizione, come già discusso al paragrafo 2, lo svio si produce per valori del rapporto Y/Q molto superiori al limite di NADAL. In particolare, nel caso considerato al fine di ottenere lo svio della sala è stato necessario innalzare il valore del rapporto Y/Q fino a circa 2.4, a fronte di un limite di NADAL pari a 0.94. Il risultato della simulazione (in linea continua) riproduce fedelmente il valore massimo della forza verticale e laterale, e di conseguenza il valore del rapporto Y/Q al quale si verifica lo svio. Inoltre anche l'andamento nel tempo delle due grandezze è riprodotto in maniera soddisfacente. Si osservi a questo proposito che dopo il deragliamento la misura della forza verticale si mantiene maggiore di zero perché per ragioni di sicurezza nella sperimentazione la ruota veniva bloccata da un fondo-corsa in modo da mantenere il contatto tra l'esterno del bordinio e la testa della rotaia (si veda l'ultima immagine a destra nella sequenza di fig. 1). Al contrario, nella simulazione numerica una volta completato il deragliamento la ruota perde completamente il contatto con la rotaia e la forza di contatto si annulla. Questo rende ragione del diverso andamento della componente verticale della forza di contatto nella fase post-deragliamento, ossia per valori del tempo superiori a circa 12 s.

In fig. 11 si riportano invece gli andamenti nel tempo misurati e simulati delle forze di contatto verticale e late-

the contact force in the phase after derailment, that is when the time is larger than 12 s.

The time histories of the measured and simulated vertical and lateral contact forces are reported in fig. 11, considering a derailing wheel in a test case corresponding to a Q_1/Q_2 ratio equal to 1.34. In this condition, the transversal component of the frictional force which is generated on the derailing wheel is larger, because of the reasons explained in section 2, and, therefore, the derailment of the wheel set occurs for a value of the Y/Q ratio smaller than the one illustrated in fig. 10, very close to the value defined by NADAL's formula. As shown for the previous test case, the mathematical model used correctly reproduces the time histories and the maximum values of the vertical Q_1 and lateral Y_1 components of the force acting on the derailing wheel. It is observed that, with respect to the previous test case, the derailment of the wheel occurs on a larger time scale, probably because of the larger value of the vertical force acting on the wheel.

The comparison between numerical and experimental results briefly presented here is reported on a large extent in [1], in particular verifying for different conditions of angle of attack and of Q_1/Q_2 ratio the capability of the mathematical model to correctly identify the limit value $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$ of the derailment coefficient.

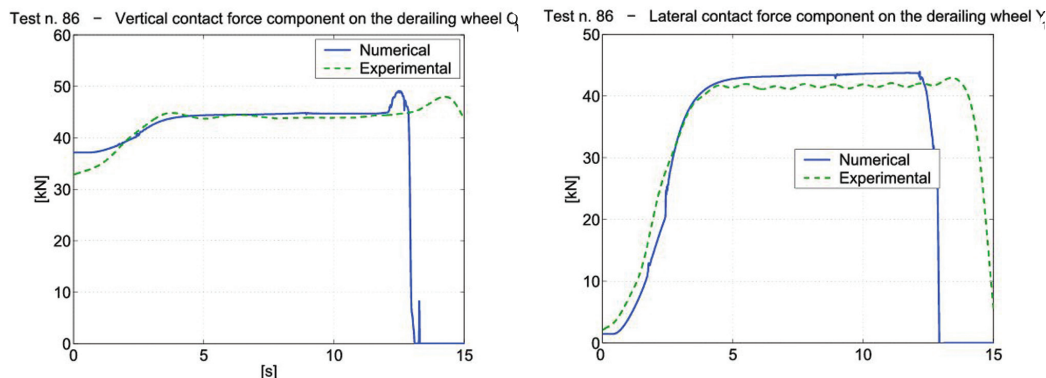


Fig. 11 - Confronto numerico-sperimentale delle forze di contatto in condizioni di svio ad alto valore del rapporto Q_1/Q_2 . Comparison between numerical and experimental contact forces in derailment conditions considering a large value of the Q_1/Q_2 ratio.

rale sulla ruota soggetta a svio per una condizione di prova corrispondente a un rapporto Q_1/Q_2 pari a circa 1.34. In questa condizione, la componente trasversale della forza d'attrito che si genera sulla ruota deragliante è più elevata, per le ragioni illustrate nel paragrafo 2, e di conseguenza lo svio della sala avviene per un valore del rapporto Y/Q inferiore rispetto al caso illustrato in fig. 10, e prossimo al valore indicato dalla formula di NADAL. Come nel caso precedente, il modello matematico utilizzato ri-

4. Y/Q Numerical and experimental results: analysis of derailment conditions in some typical cases

4.1. Metro vehicle with solid axle

One of the test cases showed in this work is a vehicle for urban transport. The research activity was developed

produce correttamente gli andamenti nel tempo e i valori massimi delle componenti verticale Q_1 e laterale Y_1 della forza sulla ruota deragliante. Si osserva anche che rispetto al caso precedente lo svio della sala si sviluppa in un tempo maggiore, probabilmente a causa del maggior valore della forza verticale agente sulla ruota.

Il confronto numerico-sperimentale qui riassunto è riportato in termini più estesi in [1], in particolare verificando per diverse condizioni di angolo di attacco e di rapporto Q_1/Q_2 la capacità del modello matematico di identificare correttamente il valore limite $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$ del coefficiente di svio.

4. Risultati sperimentali e analitici di Y/Q e delle condizioni di svio in alcuni casi tipici

4.1. Veicolo metropolitano con sale rigide

Uno dei test case presentati nell'ambito del presente lavoro è quello di un veicolo per trasporto metropolitano. L'attività di ricerca è stata articolata in due fasi, nella prima si è proceduto ad utilizzare un modello matematico del veicolo, validato attraverso una prima campagna di prove sperimentali, al fine di riprodurre le condizioni che avevano portato al deragliamento del veicolo in analisi, stabilendone le cause; la seconda fase dell'attività di ricerca, invece, è stata prettamente sperimentale ed ha previsto la verifica e la quantificazione del livello di sicurezza di marcia del medesimo veicolo, a seguito di alcune modifiche apportate a livello delle sospensioni secondarie.

In tale campagna sperimentale, uno dei carrelli appartenenti ad una carrozza rimorchiata è stato strumentato con differenti sensori e, in aggiunta, una delle due sale è stata resa dinamometrica attraverso l'applicazione di diversi estensimetri sia sull'assile che sulla cartella delle ruote, come descritto in [13].

In tale modo è stato possibile misurare in linea le deformazioni della sala nelle sezioni di misura e ricavare, in tempo reale, le forze stimate al contatto tra ruota e rotaia.

Per quanto riguarda la prima fase, è stato necessario sviluppare un modello matematico del veicolo ed effettuare un'analisi di tipo numerico dell'incidente verificatosi, visto che non era possibile riprodurre sperimentalmente, per ovvii motivi, l'incidente stesso.

In fig. 12 (a) vengono riportate in funzione della chilometrica della tratta, i valori di forza verticale Q , forza laterale Y e coefficiente Y/Q ottenuti numericamente sulla ruota che aveva manifestato lo svio nella percorrenza della curva in corrispondenza della quale si era verificato lo svio.

In corrispondenza dell'ingresso della curva (attorno ai 70 m), il veicolo genera una forza di guida che si attesta su un valor medio di poco superiore a 10 kN; per quanto riguarda, invece, la componente verticale Q della forza di

into two phases: first of all a mathematical model of the vehicle, validated by means of a first experimental campaign, was used to reproduce the conditions which led to the derailment of the vehicle under analysis, establishing the causes of the accident; the second part of the research activity was mainly experimental and envisaged the verification and the quantification of the running safety margin of the vehicle, following a modification of the secondary suspension design.

In this experimental campaign the bogie belonging to a trailing car body was instrumented by means of different sensors and, additionally, one of the two wheel sets was transformed into a measuring device through the installation of many strain gauge bridges both on the axle and on the wheels, as described in [11].

In this way it was possible to measure the deformations of the axle in the measuring sections and to determine in real-time the estimated wheel-rail contact forces during inline tests.

As far as the first part of the research activity was concerned, it was necessary to develop a mathematical model of the vehicle in order to carry out a numerical analysis on the accident, since it was obviously not possible to experimentally reproduce the accident itself.

Fig. 12 (a) shows the values of the vertical Q and lateral Y components of the contact force and the derailment coefficient Y/Q as a function of the longitudinal position along the track. The values are obtained numerically on the wheel running through the same curve where the derailment occurred.

The vehicle generates a guiding force approximately equal to 10 kN during the first part of the curve transition (around 70 m); on the contrary, with regard to the vertical component Q of the contact force, a large unload is observed (around 130 m) leading almost to the complete unloading of the wheel. The unload is mainly due to an extreme value of the track distortion, which in degraded conditions of the vehicle, is not compensated in a satisfactory way leading to the unloading of the external wheel while running through the curve exit. In this condition, the Y/Q ratio reaches values close to 2 and the wheel-flange overrides the rail.

This situation is well described in fig. 12 (b) where the lateral position of the contact point is shown. It is observed that the contact on the tread (green line) is lost and the lateral position of the contact point on the flange increases very fast up to reaching values corresponding to the condition of contact between the external surface of the flange and the rail head (see fig. 1, image E).

In the following, some experimental results are shown in order to confirm the quantitative analysis on the factors influencing the derailment coefficient, reported in section 2.3.

In particular, in fig. 14 and 15 the lateral force Y mea-

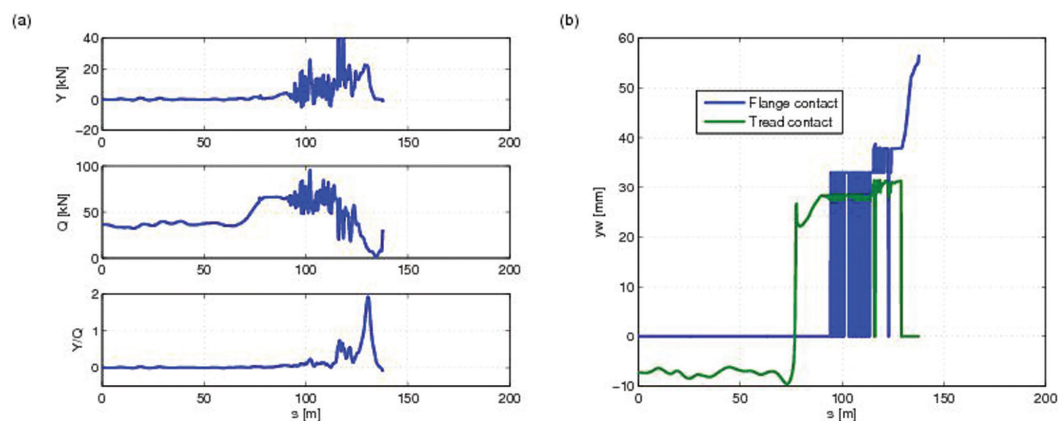


Fig. 12 - (a) Forza laterale Y , forza verticale Q e coefficiente Y/Q sulla ruota che ha manifestato lo svio, (b) posizione laterali dei punti di contatto sul profilo della ruota ottenuti mediante simulazione numerica. (a) Lateral force Y , vertical force Q and derailment coefficient Y/Q on the derailling wheel, (b) lateral position of the contact points on the wheel profile obtained by means of a numerical simulation.

contatto si osserva una pronunciata diminuzione del carico (attorno ai 130 m), che porta ad una condizione prossima allo scarico completo. Lo scaricamento avviene per effetto di un valore eccessivo di sghembo di binario che, in condizioni degradate del veicolo, non viene assor-

sured on one wheel of the instrumented wheel set and the corresponding derailment coefficient Y/Q are reported as a function of the longitudinal position along the track considering different running values of the speed, shown in fig. 13.

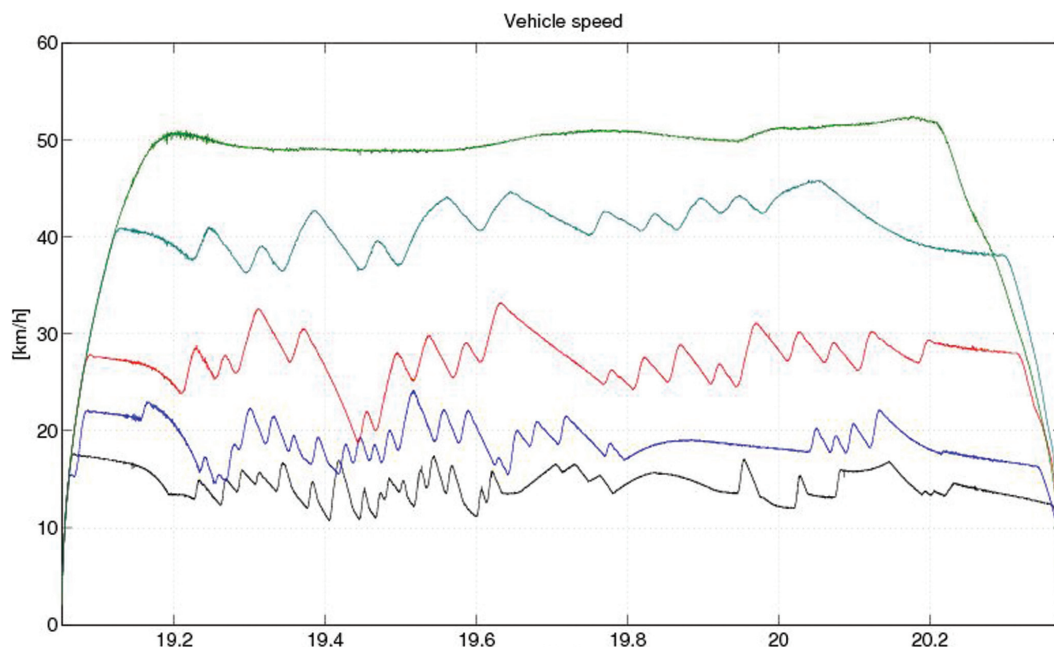


Fig. 13 - Profilo di velocità sulla tratta in analisi per differenti corse prove. Speed profile on the considered track section for different test runs.

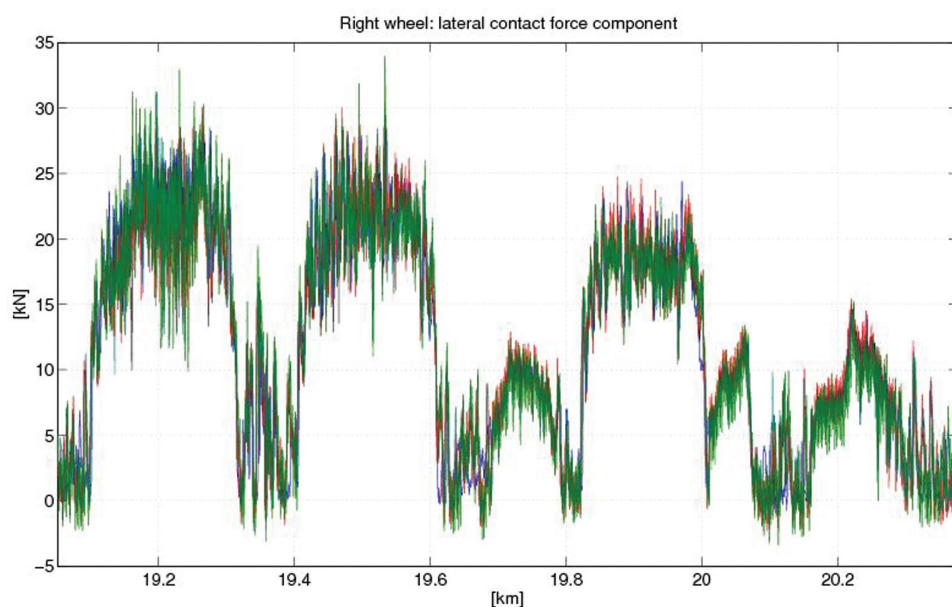


Fig. 14 - Misura della forza laterale Y su una delle due ruote della sala dinamometrica per le differenti corse prove. *Measured value of the lateral force Y acting on one wheel of the instrumented wheelset for different test runs.*

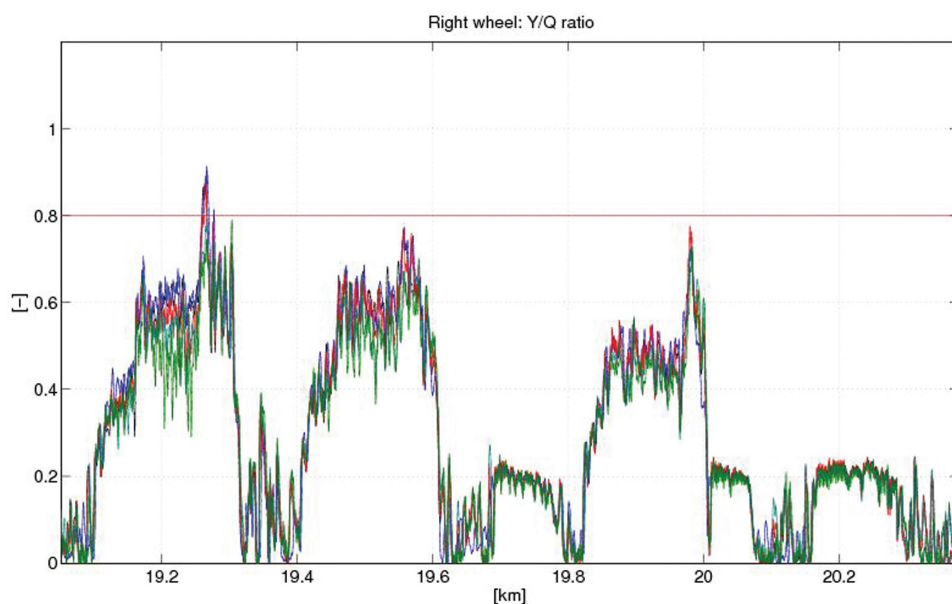


Fig. 15 - Coefficiente di svio Y/Q su una delle due ruote della sala dinamometrica per le differenti corse prove. *Derailment coefficient Y/Q on one wheel of the instrumented wheelset for different test runs.*

bito dallo stesso in maniera soddisfacente provocando lo scaricamento della ruota esterno curva nel raccordo di uscita. In questa situazione, il rapporto Y/Q , raggiunge valori prossimi a 2 e si verifica il sormonto della rotaia da parte della ruota.

Questa situazione è ben descritta in fig. 12 (b) nella quale viene mostrata la posizione laterale del punto di contatto. Si osserva che il contatto sulla tavola (linea verde) viene abbandonato, e ben presto la posizione laterale del punto di contatto sul bordino incomincia ad aumentare rapidamente, fino a portarsi a valori che corrispondono al contatto della superficie esterna del bordino sulla testa della rotaia (cfr. fig. 1 foto E).

Di seguito vengono riportati alcuni risultati sperimentali al fine di confermare le analisi quantitative sui fattori che influenzano il coefficiente di svio, riportate nel paragrafo 2.3.

In particolare nelle figg. 14 e 15 si riportano rispettivamente, in funzione della chilometrica, la forza laterale Y su una delle due ruote della sala strumentata ed il corrispondente valore del coefficiente Y/Q ottenuti per differenti valori di velocità di percorrenza della tratta, mostrate in fig. 13.

La tratta è caratterizzata da una serie di curve successive di raggio abbastanza stretto, al massimo 500 m. Si osserva, dall'analisi della fig. 14, come la dipendenza dalla velocità, e quindi dall'accelerazione non compensata in curva, della forza laterale Y sia pressoché trascurabile per quanto riguarda i valori medi. Ovviamente la dinamica risulta più vivace al crescere della velocità. Di conseguenza il valore del coefficiente di svio risulta marginalmente affetto dalla velocità. Le piccole variazioni tra le differenti curve mostrate è attribuibile maggiormente alla variazione di carico verticale Q sulla ruota associata al differente trasferimento di carico ottenuto per diversi valori di accelerazione non compensata.

Sempre in riferimento alla stessa tratta vengono mostrati il coefficiente di svio Y/Q ed il coefficiente di scaricamento della ruota $\Delta Q/Q_0$, inteso come la diminuzione del carico verticale ΔQ rispetto al carico verticale statico Q_0 , su una delle due ruote della sala strumentata. Le figg. 16 e 17 mostrano due differenti corse prova, effettuate alla stessa velocità, con il veicolo in due condizioni diverse, in termini di sensibilità allo sghembo. In entrambi i casi vengono riportate con linea rossa i valori limite definiti dalla Fiche UIC 518 [14]. Si osserva, in fig. 16, come il coefficiente di svio risulti differente nei tratti di ingresso e uscita dalla curva. Tale differenza è attribuibile al diverso valore di carico verticale sulla ruota Q , ottenuto nei tratti di raccordo, come evidenziato dal coefficiente di scaricamento della ruota $\Delta Q/Q_0$, mostrato in fig. 17.

Per il veicolo con sensibilità allo sghembo maggiore (curva in blu), nei tratti di raccordo il carico verticale diminuisce o si incrementa sensibilmente, influenzando il maniera significativa il valore del coefficiente di svio. In particolare nei tratti di ingresso curva, se la ruota è quella lato esterno curva, il carico verticale Q cresce maggiormente se la sensibilità allo sghembo è maggiore, mentre una situazione opposta si

The track is characterised by a series of narrow curves, having a maximum value of the radius equal to 500 m. Analysing fig. 14 it is observed that the dependence of the lateral force Y on the speed, and as a consequence on the cant deficiency, is almost negligible as far as the mean values are concerned. Obviously the dynamic components are larger increasing the speed.

As a consequence, the value of the derailment coefficient is only marginally affected by the speed. The small variations observed between the different curves is mainly related to the variation of the vertical force Q associated to a different load transfer due to the different value of the cant deficiency.

Referring to the same track section, the derailment coefficient Y/Q and the unloading coefficient $\Delta Q/Q_0$, defined as the wheel unload with respect to the static vertical value Q_0 , are shown considering only one of the wheels of the instrumented wheel set. Figg. 16 and 17 show two different tests, performed at the same speed, with the vehicle in two different configurations in terms of sensitivity to the track distortion. In both cases the limit values defined according to the standard Fiche UIC 518 [12] are reported using a red line. It is observed in fig. 16, that the derailment coefficient is different in curve transitions. This difference is ascribed to the different value of the vertical load Q acting on the wheel during curve transition, as highlighted by the unloading coefficient $\Delta Q/Q_0$ shown in fig. 17.

Considering the vehicle having a higher sensitivity to the track distortion (blue line), the vertical force significantly decreases or increases during curve transitions, influencing in a significant way the value assumed by the derailment coefficient. In particular, in the curve entrance, if the wheel is on the outer side, the vertical force is largely increased if the sensitivity of the vehicle to the track distortion is larger, whereas an opposite situation is observed during curve exit. As a consequence, on the outer wheel, the derailment coefficient decreases during curve entrance whereas it is largely increased during curve exit.

As last example, the case of a track section where, considering the vehicle having the higher sensitivity to the track distortion, very large values of the derailment coefficients were measured without obtaining a derailment, is reported. The Y/Q coefficient and the unloading coefficient $\Delta Q/Q_0$ are shown respectively in figg. 18 and 19. It is observed that the Y/Q coefficient during the first curve exit reaches a value much larger than its limit, fixed at 0.8 by the Fiche UIC 518 standard [12]. In particular the maximum value is equal to 1.7, which is well beyond NADAL'S limit value that, considering the wheel profile used, is equal to 0.95 if the coefficient of friction is set to 0.5. As already discussed, this extreme value is ascribed to the unloading of the wheel due to the track distortion during curve exit, as shown by the unloading coefficient depicted in fig. 19. The combination between the small value as-

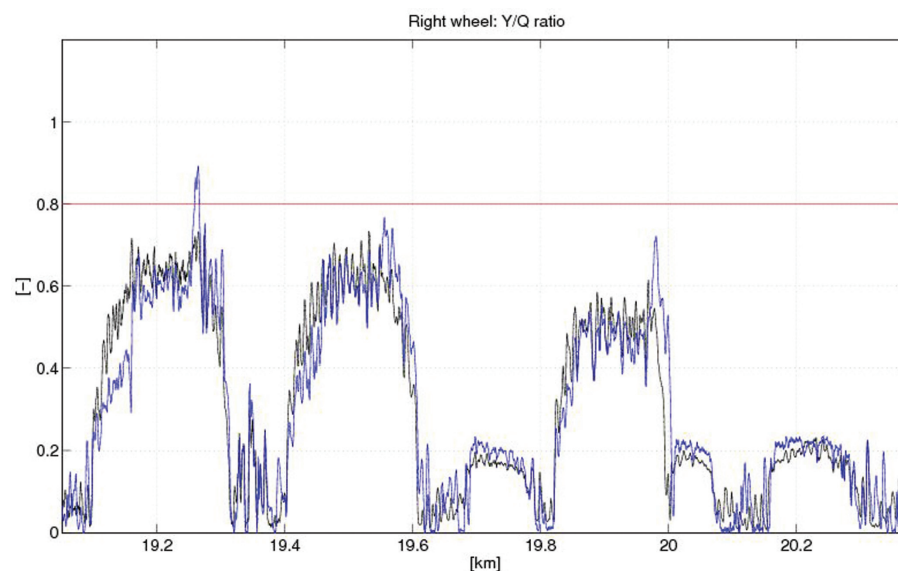


Fig. 16 - Coefficiente di svio Y/Q su una delle due ruote della sala dinamometrica per le differenti corse prove, curva in nero per il veicolo con sensibilità allo sghembo minore, curva in blu per il veicolo con la sensibilità allo sghembo maggiore. *Derailment coefficient Y/Q on one wheel of the instrumented wheelset for different test runs, the black curve corresponds to the vehicle with the smaller sensitivity to the track twist, whereas the blue curve corresponds to the vehicle with the larger sensitivity to the track twist.*

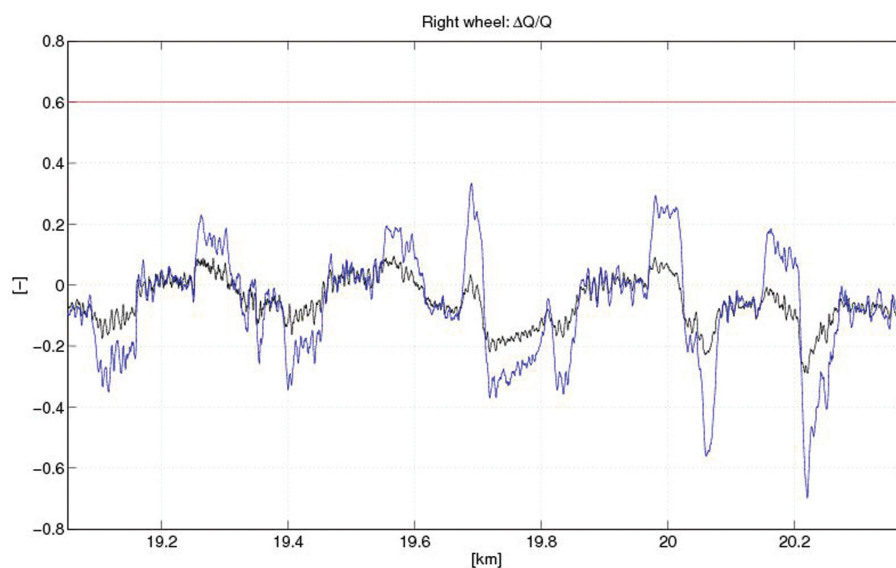


Fig. 17 - Coefficiente di scaricamento della ruota $\Delta Q/Q_0$ per una delle due ruote della sala dinamometrica per le differenti corse prove, curva in nero per il veicolo con sensibilità allo sghembo minore, curva in blu per il veicolo con la sensibilità allo sghembo maggiore. *Unloading coefficient $\Delta Q/Q_0$ on one wheel of the instrumented wheelset for different test runs, the black curve corresponds to the vehicle with the smaller sensitivity to the track twist, whereas the blue curve corresponds to the vehicle with the larger sensitivity to the track twist.*

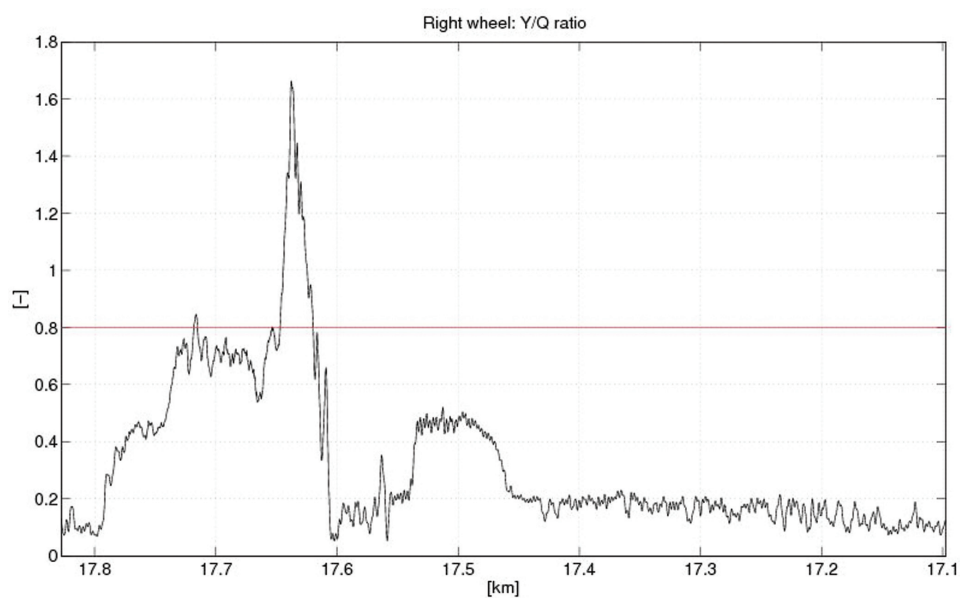


Fig. 18 - Coefficiente di svio Y/Q su una delle due ruote della sala dinamometrica. *Y/Q coefficient measured on one wheel of the instrumented wheelset.*

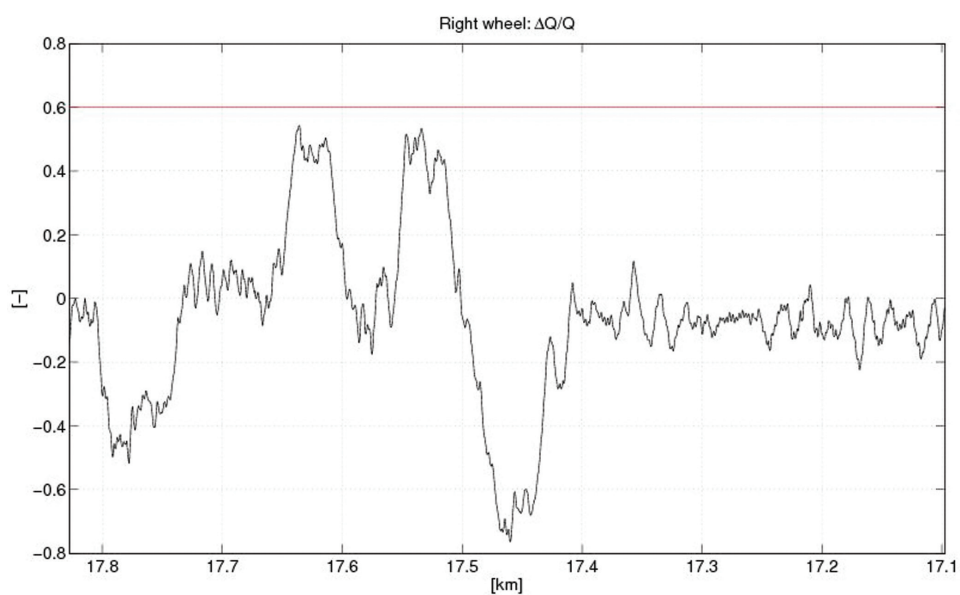


Fig. 19 - Coefficiente di scaricamento della ruota svio $\Delta Q/Q_0$ per una delle due ruote della sala dinamometrica. *Unloading coefficient $\Delta Q/Q_0$ measured on one wheel of the instrumented wheelset.*

verifica nei raccordi di uscita. Di conseguenza, sulla ruota esterna, il valore del coefficiente di svio diminuisce nei tratti di ingresso mentre si incrementa nei tratti di uscita.

Come ultimo esempio viene riportato il caso di una tratta in cui, per il veicolo in condizioni tali da avere una sensibilità allo sghembo maggiore, sono stati misurati valori molto elevati del coefficiente di svio, senza tuttavia raggiungere condizioni tali da consentire il deragliamento del veicolo stesso.

Il coefficiente di svio Y/Q e il coefficiente di scaricamento della ruota $\Delta Q/Q$ vengono riportati rispettivamente in figg. 18 e 19. Si osserva come il valore raggiunto dal coefficiente Y/Q in uscita dalla prima curva sia ben oltre il valore di 0.8, stabilito come limite per la sicurezza di marcia dalla Fiche UIC 518 [14]. In particolare il valore massimo ottenuto è circa pari a 1.7, ben oltre il valore limite di NADAL, che, per il profilo di ruota considerato, è di 0.95, per un coefficiente di attrito pari a 0.5. Analogamente a quanto già discusso in precedenza, tale valore estremo è da attribuirsi allo scaricamento della ruota per effetto dello sghembo di binario nel raccordo di uscita dalla curva, come si può dedurre dal coefficiente di scaricamento della ruota mostrato in fig. 19. Combinando il basso valore di carico verticale Q con l'ancora elevato valore di carico laterale Y , essendo la ruota mostrata quella sul lato esterno curva, il coefficiente di svio raggiunge valori significativamente elevati.

È bene sottolineare, come nonostante sia stato ottenuto un valore del coefficiente di svio quasi doppio rispetto a quello limite ottenuto attraverso il criterio di NADAL, nessun tentativo di sormonto della rotaia da parte della ruota sia stato osservato durante la corsa prova. Questo risultato sperimentale mostra che in determinate condizioni di marcia il criterio di NADAL risulta conservativo e, non tenendo conto di numerosi fattori, come ampiamente discusso nelle precedenti sezioni, non è in grado di stabilire le condizioni limite dello svio.

4.2. Veicolo a ruote indipendenti

Nel seguito, si considererà un altro risultato sperimentale che si riferisce a misure in linea effettuate su un carrello a ruote indipendenti. Il veicolo in esame è una metropolitana leggera a pianale parzialmente ribassato, costituita da tre casse articolate e tre carrelli. I due carrelli di estremità sono motori, con assi rigidi tradizionali (carico per asse di 71 kN), mentre il carrello centrale è portante, con assi a ruote indipendenti (carico per asse di 49 kN). Tale veicolo fu sottoposto a test in linea, in diverse condizioni operative. Durante i test, l'asse anteriore del secondo carrello (ovvero il più critico dal punto di vista del rischio di deragliamento, poiché a ruote indipendenti) fu strumentato con estensimetri, in modo da poter misurare le forze di contatto sulle due ruote, in direzione sia verticale sia laterale.

Particolarmente significativo è il caso di una prova eseguita su una curva a destra di 900 m di raggio, percorsa a 35 km/h. Nella parte centrale della curva, era presente sul

summed by the vertical force Q and the large value of the lateral force Y , being the wheel the flanging one, produces very large values of the derailment coefficient.

It is important to point out that, although the value of the derailment coefficient is almost double with respect to the limit value determined using NADAL's criteria, the wheel did not show any tendency to override the rail during the test. This experimental result proves that, in some running conditions NADAL's criteria is conservative and, since it does not take into account many factors, as already discussed in the previous sections, it is unable to determine the derailment limit conditions.

4.2. Bogie with independently rotating wheels

This section deals with another example of derailment analysis. Reference is made to a light rail train consisting of three car bodies and three bogies. The two bogies at the vehicle's extremities are traditional ones, with motorized solid axles (71 kN axle load), while the central trailer bogie has independently rotating wheels (49 kN axle load). Experimental tests were carried out in different operating conditions and the leading axle of the central bogie (that with independently rotating wheels, i.e. the most critical one with respect to derailment risk) was instrumented with strain gauges on the spindles, so that the lateral and the vertical contact forces on both wheels could be measured during the tests.

Among the various performed tests, that referring to a right curve (900 m radius) negotiated at 35 km/h is particularly significant. In the curve central portion, the test track used included a particularly severe defect, consisting in a local in-phase alignment (45 mm) and track distortion (7‰) perturbation. The test run was also simulated through the numerical model presented in paragraph 3: measured data were considered for test track irregularity, wheel and rail profiles (maximum flange contact angle $\gamma_{\max}=73^\circ$) and friction coefficient ($\mu=0.5$).

Figures 20 and 21 show the results of the numerical-experimental comparison: they refer to the lateral and vertical forces acting on the two wheels of the 3rd axle and to the car body-bogie relative motion. As it can be observed, the numerical simulation is in excellent agreement with the experimental data. In particular, the numerical model accurately reproduces the peak in the left wheel lateral contact force that occurs when the vehicle crosses the local track defect, and the corresponding maximum value in the Y/Q ratio between the lateral and the vertical contact force on the same wheel. Considering that, according to NADAL's criterion, in the considered derailment analysis ($\gamma_{\max}=73^\circ$, $\mu=0.5$), the limit value of Y/Q is 1.05, it can be observed that, during the test of figures 1 and 2, a limit condition with respect to derailment risk was reached.

Once validated, the numerical model can be valu-

binario un difetto concentrato particolarmente severo, consistente in una variazione di allineamento laterale di 45 mm e in uno sghembo del 7‰. Le stesse condizioni della prova sperimentale sono state simulate mediante il modello numerico precedentemente illustrato nel paragrafo 3, fornendo in input alla simulazione l'effettiva irregolarità di binario misurata in linea, le geometrie dei profili di ruota e rotaia (corrispondenti ad un angolo massimo di inclinazione della tangente al contatto sul bordinio pari a $\gamma_{\max}=73^\circ$) e il valore del coefficiente d'attrito ruota-rotaia misurato in occasione della prova sperimentale ($\mu=0.5$).

Le figg. 20 e 21 mostrano il risultato del confronto numerico-sperimentale, in termini di forze laterali e verticali sulle due ruote del terzo asse e di moto relativo tra la cassa centrale e il carrello sotto di essa. Come è possibile notare, i risultati della simulazione numerica sono in ottimo accordo con i corrispondenti dati sperimentali. In particolare, il modello è in grado di riprodurre con estrema accuratezza il picco della forza laterale sulla ruota sinistra, conseguente all'impatto con il difetto concentrato, nonché il corrispondente valore massimo del rapporto Y/Q tra forza laterale e verticale sulla medesima ruota. Considerando che, in base al criterio di NADAL, nel caso in esame ($\gamma_{\max}=73^\circ$, $\mu=0.5$) il valore limite del rapporto Y/Q è pari a 1.05, si può notare come, durante il test delle figg. 1 e 2 si sia raggiunta una condizione al limite dello svio.

Una volta validato, il modello stesso può essere utilizzato per analizzare mediante simulazione numerica il comportamento del veicolo in condizioni di marcia ancora più gravose, fino a determinare lo svio del terzo asse.

A titolo d'esempio, le figg. 22-24 mostrano i risultati

abbiamo adottato per simulare l'evento di deragliamento. Numerical analyses were performed in severe operating conditions, leading to the derailment of the third axle. As an example, figures 22-24 show the numerical results relevant to a 360 m-radius left curve, with 0.15m super elevation, negotiated at 64 km/h. Measured irregularity data were given as input to the simulations.

Fig. 22 (a) shows the time histories of the calculated wheel-rail relative lateral displacements, for the left and right wheel of the 3rd axle. After curve entrance (1.5s), the outer wheel pushes against the rail and, up to 7s, moves along the curve in flanging condition. At 7s the wheel-rail lateral displacements exceed the maximum gap between the wheel set and the track and derailment occurs. It is important to point out that, during curve negotiation, the wheel-rail lateral displacements on the two wheels differ as a result of the elastic deformation of the resilient wheels.

Considering the normal forces on the tread/flange contact patches on the outer wheel (fig. 22 (b)), it is possible to observe that in full curve (1.5-7s) contact simultaneously occurs both on the tread and on the flange. But what is most worth remarking is that the combined effect of the high centrifugal force and of the track irregularity leads to increasing oscillations in the normal contact forces, in phase opposition on the two contact patches, until derailment is reached.

Going further in depth on the last second of simulation (fig. 23), it can be noticed that contact on the tread is lost a first time around 6.4s, but then the wheel falls

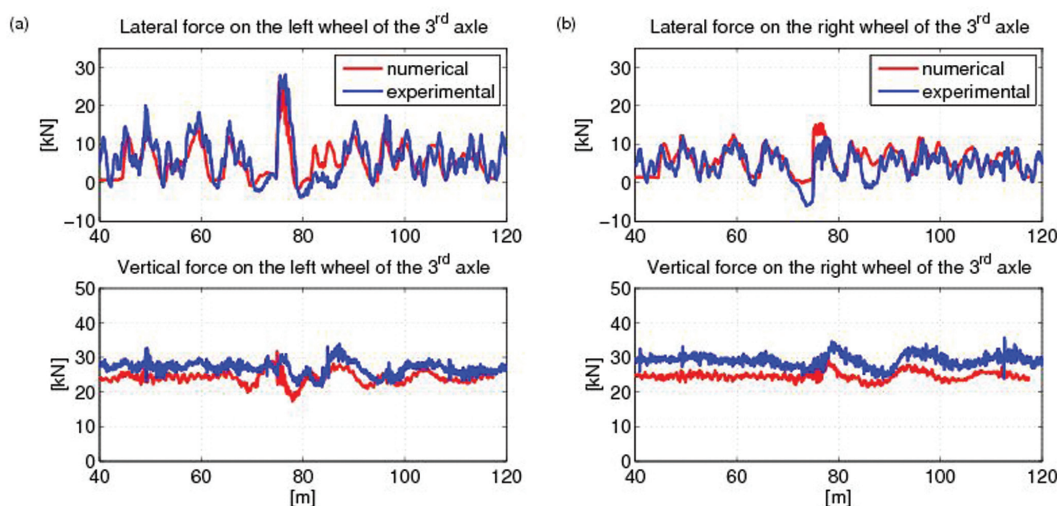


Fig. 20 - Confronto numerico-sperimentale: forze di contatto sulle due ruote del 3° asse. Numerical-experimental comparison: contact forces on the two wheels of the 3rd axle.

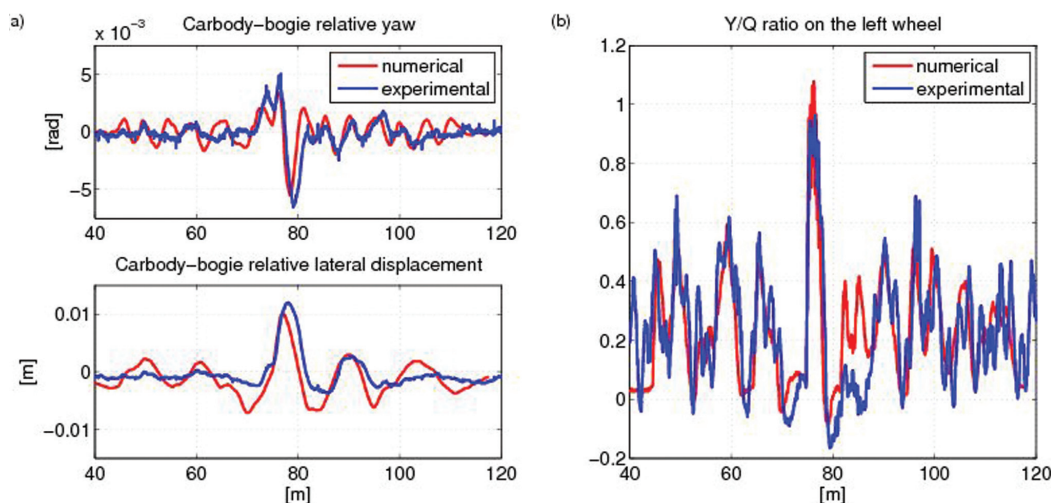


Fig. 21 - Confronto numerico-sperimentale: (a) moto relativo tra cassa e carrello centrali, (b) rapporto Y/Q tra forza laterale e verticale sulla ruota sinistra (esterno curva) del 3° asse. Numerical-experimental comparison: (a) carbody-bogie relative motion, (b) Y/Q ratio on the left (outer) wheel of the 3rd axle.

di una simulazione numerica che si riferisce al transito su una curva a sinistra di raggio 360 m, con sopraelevazione di 150 mm, percorsa a 64 km/h. Anche in questo caso, è stata fornita in input alla simulazione l'effettiva irregolarità di binario, misurata in linea.

La fig. 22 (a) riporta le storie temporali degli spostamenti laterali relativi ruota-rotaia, per le due ruote del terzo asse. Dopo circa 1.5 s dall'inizio della simulazione, il carrello entra in curva e la ruota anteriore destra si sposta a bordino. Fino a 7 s, la ruota continua a percorrere la curva mantenendosi a bordino. A 7 s, avviene lo svio, che si manifesta come il sormonto della ruota anteriore destra sulla rotaia, con conseguente incremento dello spostamento laterale relativo ruota-rotaia oltre il valore del gioco sala binario (14 mm). Si noti come, per effetto della deformabilità delle ruote elastiche, lo spostamento laterale della ruota (cerchione) lato interno curva risulti essere maggiore di quello della ruota esterno lato curva.

Passando ora ad esaminare le storie temporali delle forze normali agenti sulle due impronte di contatto (in corrispondenza della tavola di rotolamento e del bordino) della ruota anteriore lato esterno curva (fig. 22 (b)), è possibile notare come, in piena curva (1.5-7 s), il contatto avvenga simultaneamente sulle due porzioni del profilo della ruota. Per effetto dell'irregolarità del binario, si manifestano oscillazioni in controfase delle forze normali sui due contatti, di ampiezza via via crescente, finché interviene lo svio.

Esaminando il dettaglio di ciò che avviene nell'ultimo secondo di simulazione (fig. 23), si può notare come la perdita

again on the rail. On the contrary, the second contact loss on the tread, at 7s, leads to flange climb and to the consequent derailment of the front outer wheel. It is interesting to look at fig. 23 (a) together with the time histories of the contact angles on the tread and on the flange (fig. 23 (b)).

Due to the specific geometrical characteristics of the coupled profiles, as soon as flange contact appears (1.5s), the maximum contact angle ($\gamma_{\max}=63^\circ$) is reached and it remains constant during the whole curve, until derailment occurs (7s). At this time the contact angle suddenly decreases, since the wheel flange is climbing on the rail.

Finally, considering the time history of the Y/Q ratio on the front outer wheel (fig. 24), whenever tread contact is lost (6.4s and 7s) NADAL's limit is reached (it is indicated through the horizontal dashed line positioned at $Y/Q=0.74$, which corresponds to $\gamma_{\max}=63^\circ$ and $\mu=0.5$). This shows that, as expected, NADAL's criterion is definitely appropriate for the detection of derailment danger in the case of independently rotating wheels. Whether this danger corresponds or not to actual flange climb (depending on the vehicle's dynamic response to track excitation) it is not that important, since safe operation requires proper margin on the Y/Q ratio limit.

The reason why, NADAL's criterion allows to accurately estimate the safety limit condition with respect to derailment, in the case of a bogie with independently rotating wheels, is due to the fact that, in this case, the hypotheses

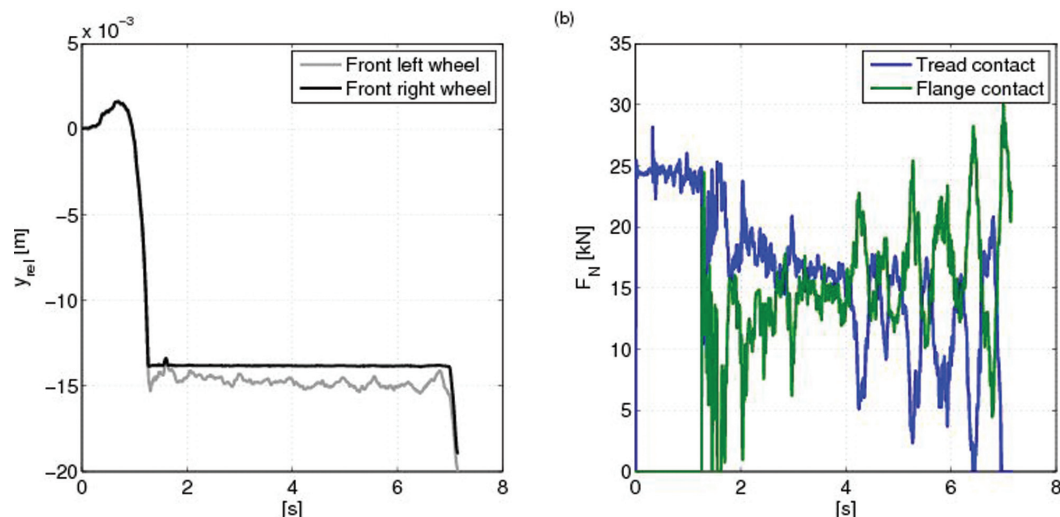


Fig. 22 - Simulazione di svio (curva a sinistra, $R=360$ m, sopraelevazione 150 mm, $V=64$ km/h): (a) spostamenti laterali relativi ruota-rotaia delle due ruote del 3° asse, (b) forze normali sulle due impronte di contatto (in corrispondenza della tavola di rotolamento e del bordino) della ruota anteriore esterno curva. *Derailment simulation (left curve, $R=360$ m, 0.15m superelevation, $V=64$ km/h): (a) wheel-rail relative lateral displacements, (b) normal contact forces on the two contact patches of the front outer wheel.*

del contatto sulla tavola (indice di un piccolo sollevamento della ruota) avvenga una prima volta attorno ai 6.4 s, con la ruota che, tuttavia, ricade nuovamente sulla rotaia. Viceversa, quando sopraggiunge la seconda perdita del contatto sulla tavola (attorno a 7 s), si ha il definitivo sormonto della rotaia da parte della ruota anteriore esterno curva, con conseguente svio del terzo asse. È particolarmente interessante analizzare insieme le figg. 23 (a) e (b). Quest'ultima si riferisce agli angoli d'inclinazione delle tangenti ai contatti sul bordino e sulla tavola di rotolamento.

Date le caratteristiche geometriche dei due profili a contatto, da quando la ruota anteriore destra si sposta a bordino e finché permane il contatto sulla tavola, si raggiunge il valore massimo dell'angolo d'inclinazione della tangente al contatto sul bordino ($\gamma_{max}=63^\circ$) e tale condizione viene mantenuta durante l'intera curva. Quando interviene lo svio (7 s), l'angolo γ sul bordino decresce rapidamente, dato che il bordino sta sormontando la rotaia.

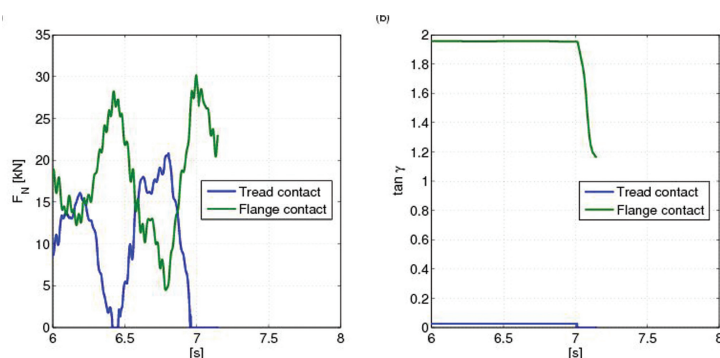


Fig. 23 - Simulazione di svio (curva a sinistra, $R=360$ m, sopraelevazione 150 mm, $V=64$ km/h): (a) zoom della fig. 22 (b), (b) angoli d'inclinazione delle tangenti ai contatti sul bordino e sulla tavola di rotolamento. *Derailment simulation (left curve, $R=360$ m, 0.15m superelevation, $V=64$ km/h): (a) zoom of fig. 22b, (b) contact angles on the two contact patches of the front outer wheel.*

of the criterion itself (contact only on the flange, negligible longitudinal creep force, transversal creep force in saturation) are fully satisfied. In particular, the second hypothesis is valid since we are dealing with independently rotating wheels, with no driving/braking torque applied.

Da ultimo, considerando la storia temporale del rapporto Y/Q sulla ruota anteriore esterno curva (fig. 24), si osserva che, ogni volta che viene a mancare il contatto sulla tavola (6.4 s e 7 s), si raggiunge il limite di NADAL (indicato con una linea orizzontale tratteggiata, e pari a 0.74, essendo $\gamma_{\max}=63^\circ$ e $\mu=0.5$). La fig. 24 mostra chiaramente come, nel caso di un carrello a ruote indipendenti, il criterio di NADAL sia assolutamente adeguato ad identificare la condizione di rischio di svio. Che tale condizione di rischio conduca o meno a un effettivo deragliamento, in relazione alla risposta dinamica del veicolo all'eccitazione associata all'irregolarità del binario, non è poi così rilevante, dato che l'esercizio dei veicoli in condizioni di piena sicurezza richiede un opportuno margine rispetto al valore limite del rapporto Y/Q .

Il motivo per cui, nel caso di un carrello a ruote indipendenti, il criterio di NADAL permette di stimare con buona accuratezza la condizione limite di sicurezza rispetto allo svio è legato al fatto che, in tale caso, le ipotesi alla base del criterio stesso (presenza di contatto sul solo bordino, forza di pseudoslittamento longitudinale trascurabile, forza di pseudoslittamento trasversale in saturazione) sono pienamente soddisfatte. In particolare, l'ipotesi di forze di contatto longitudinali di bassa entità si realizza nel caso esaminato, proprio perché si è in presenza di un carrello a ruote indipendenti, senza alcuna coppia motrice/frenante applicata alle ruote stesse.

5. Conclusioni

In sintesi e a conclusione di quanto illustrato nel lavoro si possono mettere in rilievo i seguenti punti:

- 1) le condizioni di svio sono definite dal rapporto Y/Q ;
- 2) il valore limite $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$, al di sopra del quale si ha lo svio, dipende da numerosi parametri legati alla tipologia della linea e del veicolo e può essere definito solo sperimentalmente oppure attraverso simulazioni numeriche con un programma che sia in grado di riprodurre le condizioni di svio;
- 3) il limite di NADAL è, in genere, molto cautelativo e ci si può avvicinare ad esso solo nel caso di veicolo con ruote indipendenti;
- 4) i valori massimi di Y/Q si raggiungono in curve strette ($R < 300$ m) anche con accelerazione non compensata nulla. L'irregolarità di binario aumenta ulteriormente il valore del coefficiente Y/Q ;
- 5) la sensibilità del veicolo allo sghembo è molto importante per le condizioni di svio: risulta, infatti, molto pericoloso lo scaricamento della ruota esterna alla curva della prima sala, soprattutto nelle curve strette;
- 6) in presenza di elevate forze laterali, quali forze centrifughe o forze dovute all'effetto del vento laterale, si innesca prima un meccanismo di ribaltamento seguito dallo svio.

5. Conclusions

In order to summarise the conclusions of the work, the following points can be highlighted:

- 1) the derailment conditions are defined by the Y/Q ratio;
- 2) the limit value $\left(\frac{Y}{Q}\right)_l$, above which derailment occurs,

depends on different parameters related to both track and vehicle typology and it can be defined only by experiments or by means of numerical simulations performed using a tool which is able to reproduce the derailment conditions;

3) NADAL's limit is, in general, very conservative and it can be reached only in case of vehicle equipped with independent wheels;

4) the maximum values of the Y/Q ratio are achieved in narrow curves ($R < 300$ m) even with non-compensated acceleration equal to zero. The track irregularity further increase the value of the Y/Q ratio;

5) the sensitivity of the vehicle to the track distortion is very important for the derailment conditions: in fact, it is very dangerous the unloading of the external wheel of the first wheelset, especially when narrow curves are negotiated;

6) in presence of large lateral forces, such as centrifugal forces or forces due to crosswind, a rollover mechanism is at first observed followed by derailment.

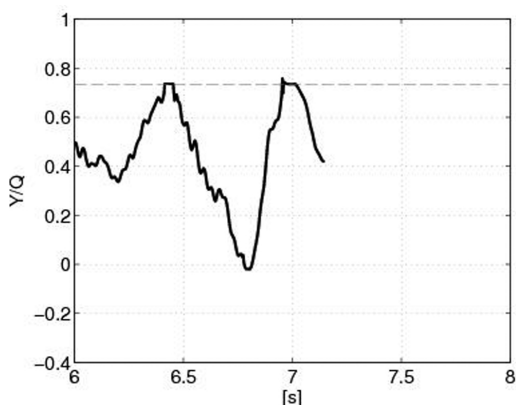


Fig. 24 - Simulazione di svio (curva a sinistra, $R=360$ m, sopraelevazione 150 mm, $V=64$ km/h): rapporto Y/Q tra forza laterale e verticale sulla ruota destra (esterno curva) del 3° asse. Derailment simulation (left curve, $R=360$ m, 0.15m superelevation, $V=64$ km/h): Y/Q ratio on the front outer wheel.

BIBLIOGRAFIA – REFERENCES

- [1] F. BRAGHIN, S. BRUNI, G. DIANA, "Experimental and numerical investigation on the derailment of a railway wheelset with solid axle", *Vehicle System Dynamics*, vol. 44, pp. 305–325, 2006.
- [2] F. CHELI, R. CORRADI, A. FACCHINETTI, L. MAZZOLA, "Prediction of running safety for a tramcar equipped with independently rotating wheels by means of numerical simulations and experimental tests", 7th International Conference on Railway Bogies and Running Gears, Budapest, Hungary, September 3-6, 2007.
- [3] W.C. SHUST, J.A. ELKINS, "Wheel forces during flange climb part I and part II", *Proceedings of IEEE/ASME Joint Railroad Conference*, Boston, USA, 1997.
- [4] J.A. ELKINS, H. WU, "Angle of Attack and Distance-Based Criteria for Flange Climb Derailment", *Vehicle System Dynamics*, 33, Supplement, 293-305, 1999.
- [5] EN 14363:2005 "Railway applications. Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles", Testing of running behaviour and stationary tests, 2005.
- [6] Z.Y. SHEN, J.K. EDRIK, J.A. ELKINS, "A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis", *Proc. of 8th IASVD Symposium*, pp. 591–605, 1983.
- [7] G. DIANA, F. CHELI, "Dinamica dei sistemi meccanici", Polipress, 2010.
- [8] F. CHELI, R. CORRADI, G. DIANA, A. FACCHINETTI, F. GHERARDI, "Effect of track geometrical defects on running safety of tramcar vehicles", *Vehicle System Dynamics*, vol. 44, Supplement, 302-313, 2006.
- [9] J. PIOTROWSKI, H. CHOLLET, "Wheel-rail contact models for vehicle system dynamics including multi-point contact", *Vehicle System Dynamics*, vol. 43 (6), pp. 455–483, 2005.
- [10] S. BRUNI, A. COLLINA, G. DIANA, P. VANOLO, "Lateral dynamics of a railway vehicle in tangent track and curve", *Tests and simulations*, *Vehicle System Dynamics*, Supplement to Vol. 33, (1999), pp.464-477.
- [11] W. KIK, D. MOELLE, C. BOGO, G. FERRAROTTI, "The Manchester benchmarks ADAMS/rail – MEDYNA statement of methods", *Vehicle System Dynamics*. Supplement to Vol. 31, (1999) pp 49–65.
- [12] S. ALFI, S. BRUNI, "Mathematical modelling of train-turnout interaction", *Vehicle System Dynamics*, vol. 47(5), pp. 551–574, 2009.
- [13] G. DIANA, F. RESTA, F. BRAGHIN, E. DI GIALLEONARDO, M. BOCCIOLONE, P. CROSIO, "Design of a new full scale test-rig for the calibration of instrumented wheelsets", 9th World Congress on Railway Research (WCRR 2011), Lille, France, 2011.
- [14] UIC 518: Testing And Approval Of Railway Vehicles From The Point Of View Of Their Dynamic Behaviour - Safety - Track Fatigue - Ride Quality, 2009.

Sommaire

DÉVIATION D'UN VÉHICULE FERROVIAIRE. INFLUENCE DES DIFFÉRENTS PARAMÈTRES

Ce travail cible l'objectif d'analyser les différentes causes qui pourraient engendrer la déviation d'un véhicule ferroviaire des points de vu analytique et expérimentale. En particulier l'influence de différents paramètres sur la limite de déviation est analysée, comme la présence de forces longitudinales au contact roue - rail, ou comme le fort déséquilibre entre les charges verticales sur les roues du même essieu. En outre, des analyses de type expérimental sont présentées, qui montrent, en fonction du cas particulier en examen, si la limite de NADAL puisse représenter la réelle condition limite de déviation ou alors si elle résulte trop conservatrice.

Zusammenfassung

ÜBER DIE ENTGLEISUNG VON EINEM EISENBAHNFÄHRZEUG. BEEINFLUSSUNG VON ETLICHEN PARAMETERN

Das Ziel ist die theoretische und experimentelle Analyse der verschiedenen Ursachen, die die Entgleisung eines Eisenbahnfahrzeugs hervorrufen können. Im Besonderen wird die Beeinflussung von verschiedenen Zuständen erforscht, wie z.B. im Fall von Längsdriften in der Rad-Schiene Berührungsfläche oder von grösser Ungleichheit der Radlasten in einem Radsatz. Experimentelle Forschungen zeigen wie die Nadalsche Grenze falsche oder genaue Voraussagen geben kann.