

“Sulla ruota di guida agisce una serie di forze, attive o passive, di resistenza, costanti o variabili, diversamente dirette, con direzioni e punti di applicazione stabili e variabili”.

HEUMANN

Lo svio Cento e più anni di ricerche di un problema complesso La scuola tedesca

Derailment Over one hundred years of research on a complex problem The german school

Dott. Ing. Massimiliano BRUNER^(*), Prof. Ing. Giuseppe Romolo CORAZZA^(*), Dott. Ing. Emilio COSCIOTTI^(**)

SOMMARIO - In questo secondo articolo dedicato allo svio viene analizzato il contributo degli studiosi tedeschi, attivi durante la prima metà del novecento. In particolare si richiamano i fondamentali lavori di UEBELACKER ed HEUMANN, che per primi risolsero il problema della marcia in curva di veicoli ferroviari in iscrizione libera. Il complesso lavoro di HEUMANN si segnala per l'eshaustività della trattazione e l'eleganza metodologica. Vengono altresì considerati anche altri autori che si sono impegnati in uno sforzo divulgativo di questa teoria molto complessa. Alcune significative affermazioni di UEBELACKER ed HEUMANN hanno consentito di elaborare una nuova visione dell'evoluzione dell'accoppiamento ruota-rotaia, in particolare per quanto riguarda la migrazione del punto di contatto lungo il profilo del cerchione in funzione dell'entità della spinta da trasmettere. Infine sono esposte considerazioni sull'attualità ed utilità di questo tipo di indagini e sulle prospettive di sviluppo.

SUMMARY - In this second article about the derailment it is analyzed the contribution of German researchers, active during the first half of the twentieth century. In particular, we recall the basic work of UEBELACKER and HEUMANN, who first solved the problem of railway vehicles rolling through curves. The complex work of HEUMANN is notable for the completeness of treatment and elegance of methodology. Other authors were engaged in an effort to popularizing this theory is very complex. Some significant statements of UEBELACKER and HEUMANN allowed to develop a new vision of the evolution of the coupling wheel / rail, in particular with regard to the migration of the contact point along the rim profile as a function of the thrust to be transmitted. Final thoughts on current and usefulness of such investigations and prospects for development.

1. I precursori: KLINGEL e BOEDEKER

1.1. Sulla base della bibliografia disponibile, l'inizio della ricerca tedesca sull'interazione ruota-rotaia risale al 1883 quando KLINGEL pubblica un articolo⁽¹⁾ nel quale

1. The forerunners: KLINGEL and BOEDEKER

1.1. Based on the available bibliography, German investigations into wheel-rail interaction go back to 1883 when KLINGEL published a paper⁽¹⁾. Here he analyzed in a full and detailed manner, for then, the geometric, kine-

^(*) Ordinario a r. di Sistemi di Trazione presso "Sapienza Università di Roma" – DICEA.

^(**) Assegnisti di Ricerca presso "Sapienza Università di Roma" – DICEA.

⁽¹⁾ La numerazione di formule, figure e bibliografia segue quella dell'articolo sulla scuola francese del quale questo lavoro rappresenta il seguito, pubblicato su Ingegneria Ferroviaria n. 12/2009, pagg. 1083.

^(*) Former Full Professor of Traction Systems by the University of Rome, "La Sapienza".

^(**) Teaching fellows by the University of Rome "La Sapienza" – DICEA.

⁽¹⁾ Numbering of formulas, figures and bibliography follows the one of the paper on the French School, published on Ingegneria Ferroviaria n. 12/2009, page 1083, of which the present paper is the continuation.

analizzava in maniera per allora ampia ed approfondita gli aspetti geometrici, cinematici e dinamici della marcia di un bicono in rettilineo.

In questo lavoro compare la formula di KLINGEL del serpeggio, che si ritrova in tutta la trattatistica in materia, anche in quella più recente. Non va tuttavia trascurato di ricordare che KLINGEL andò ben al di là della formula per la quale è noto, mettendo così le basi del processo scientifico futuro.

KLINGEL però non proseguì in questo genere di studi perché era presumibilmente attratto dagli interessi delle sue attività di funzionario dei Lavori Pubblici di Hannover.

E' certamente un peccato che KLINGEL non abbia proseguito, perché le sue capacità di affrontare e risolvere in modo estremamente rapido problemi nuovi e irrisolti lasciava intendere eccezionali possibilità di progresso.

1.2. A KLINGEL segue dopo pochi anni (1887) BOEDECKER, citato da UEBELACKER.

L'approccio di BOEDECKER all'interazione ruota-rotaia, ed in particolare allo svio, sembra analogo a quello di NADAL, del quale fu contemporaneo, avendo anche egli studiato l'iscrizione in curva di una locomotiva a vapore, imponendo la condizione di iscrizione vincolata bilaterale interna-esterna con forze di attrito di tipo coulombiano. Da quanto segnalerà più tardi UEBELACKER la formula dello svio non si differenzia da quella di NADAL.

L'importanza di BOEDECKER dipende non tanto dallo studio dello svio quanto dall'aver affrontato per primo il problema delle sollecitazioni e degli scorrimenti nell'area di contatto ruota-rotaia. Egli aprì così un varco verso un campo di ricerca tuttora in sviluppo [55].

2. UEBELACKER

2.1. Nel 1903, a sedici anni dalla pubblicazione del libro di BOEDECKER, la rivista "Organ für die Fortschritte des Eisenbahwesens" (nel seguito richiamata semplicemente come "Organ") pubblicò come allegato al suo 40° volume, la tesi di dottorato di UEBELACKER, il cui titolo, in italiano, è "Ricerche sul moto delle locomotive a carrelli in curva". L'autore era a quel tempo direttore delle Imperiali Officine Ferroviarie di Lichtenfels, a Berlino.

È singolare che questo lavoro fosse pubblicato come allegato anziché come articolo. Tuttavia questa circostanza non va considerata come diminutiva: molto probabilmente la tesi, essendo stata già discussa in sede accademica, risultava priva del requisito di originalità. Tuttavia la pubblicazione in un unico numero avvalorava l'alto apprezzamento della direzione dell'Organ per il contenuto. Il lavoro si estende infatti per 52 pagine con numerose tavole fuori testo.

Successivamente UEBELACKER pubblicò altri due lavori

matic, and dynamic aspects of the motion of a vehicle on tangent track.

In this work KLINGEL uses his hunting formula which can be found in all related literature. It must not be ignored that KLINGEL went far beyond the formula for which he is remembered today, thus laying the basis for future scientific works.

KLINGEL however did not pursue further studies of this kind presumably due to the demands of his work as a manager of the Hannover's Public Works Office.

It is certainly regrettable that KLINGEL did not continue on this venture. His capabilities on how to approach and his ability to rapidly solve new problems demonstrate outstanding possibilities.

1.2. BOEDECKER, cited by UEBELACKER, followed KLINGEL a few years later (1887).

The approach to the analysis of derailment followed by BOEDECKER is analogous to that of Nadal one. In a similar manner to NADAL he also studied the behavior of a steam locomotive on a curve, by imposing the bilateral flange-rail contact in internal-external conditions with coulomb friction forces. According to observations by UEBELACKER, the derailment formula of BOEDECKER is almost the same as the one developed by NADAL.

The importance of BOEDECKER is due not so much to his derailment studies, but rather to the fact that he was the first to have approached the problem of stress and sliding in the wheel-rail contact area. He thus opened a new path towards a research field still being developed [55].

2. UEBELACKER

2.1. In 1903, sixteen years after the book by BOEDECKER, the journal "Organ für die Fortschritte des Eisenbahwesens" (it will be later simply mentioned as "Organ") published as an attachment to its 40th volume the UEBELACKER's doctoral thesis whose title, in English, is "Investigations about the motion of bogie locomotives in a curve". The author was at the time director of the Lichtenfels' Imperial Railway Workshops in Berlin.

It is peculiar that such work is found as an appendix rather than as an article per se. Such circumstance however is not to be considered as a diminutive: most likely the thesis, being already discussed in an academic environment, lacked the requisite of original work. The fact that it was published under one issue however further strengthened the appreciation by the Organ's executive board for its content. This work spans over 52 pages with numerous plates not included in the text.

Afterwards UEBELACKER published another two works in 1920 and 1930 [56]: the first of these appeared in the official language of the time of the AICCF, was supposedly

nel 1920 e nel 1930 [56]: il primo di questi apparve nella lingua ufficiale dell'epoca dell'AICCF e doveva trattarsi di un aggiornamento del primo lavoro mentre il secondo trattava della dinamica della marcia in rettilineo.

2.2. UEBELACKER parte dalla considerazione che il giuoco fra bordini e rotaie consenta al veicolo di assumere posizioni variabili entro certi limiti. Dalla posizione assunta conseguono moti relativi ruota-rotaia e forze di guida, le cui grandezze sono determinanti per lo studio dello svio, delle usure di bordini e rotaie e delle resistenze supplementari al moto in curva.

Con queste impostazioni viene eliminata l'ipotesi semplificativa dell'iscrizione bilaterale vincolata, cui avevano fatto ricorso NADAL, MARIE e BOEDECKER. L'aver considerato primariamente il problema dello svio connota da parte di UEBELACKER una visione del problema completamente diversa da quella di NADAL il quale, al termine della sua trattazione, affermava che lo svio era un problema tutto sommato marginale. Come si vedrà più avanti il punto di vista di UEBELACKER sullo svio sarà condiviso da HEUMANN e da tutti gli altri autori che si sono occupati dell'argomento.

Il procedimento proposto da UEBELACKER si articola nei seguenti punti:

1. determinazione degli scorrimenti ruota-rotaia per un generico veicolo in moto uniforme su una curva circolare;
2. deduzione dagli scorrimenti delle forze al contatto in base ad una ipotesi di attrito coulombiano;
3. scrittura dell'equazione di equilibrio relativa ai momenti e alle forze trasversali; per le forze longitudinali non viene scritta l'equazione di equilibrio perché viene formulata l'ipotesi di assenza di forze longitudinali di trazione o frenatura;
4. risoluzione delle equazioni per ottenere il valore delle forze laterali di guida e l'ascissa del polo di attrito; utilizzazione dei risultati per gli scopi già elencati;
5. tentativo di verifica sperimentale della teoria attraverso un modello fisico rispettante tutte le ipotesi fatte.

Questo modo di procedere resterà sostanzialmente inalterato fino ai giorni nostri, salvo ad incorporare i progressi via via raggiunti in tema di forze di scorrimento, strumenti di calcolo e verifiche sperimentali. Fra le ipotesi formulate risalta quella relativa alla assenza di forze longitudinali di trazione e frenatura. UEBELACKER giustifica questa ipotesi affermando con sicurezza che la presenza di forze longitudinali attenua la spinta di bordino, l'entità della quale, calcolata in loro assenza, è certamente più elevata. Cosa consentiva ad UEBELACKER di fare questa affermazione? A quei tempi le teorie erano ancora incomplete, i mezzi di calcolo erano inefficaci e le sperimentazioni inesistenti. Quindi si deve ritenere che all'origine dell'affermazione dovessero esserci evidenze pratiche del-

an update to the very first work, while the second deals with the dynamics of motion on tangent track.

2.2. UEBELACKER begins by considering that the clearance between the wheel flanges and the rail allows the vehicle to assume variable positions within certain limits. From the assumed position follow the wheel-rail relative motion and driving forces. These quantities are determinant for the study of derailment, flange and rail wear, and supplementary motion resistances in a curve.

With such setting the simplifying assumption of the constrained bilateral insertion, used by NADAL, MARIE, and BOEDECKER, is eliminated. By having primarily considered the derailment problem gives to UEBELACKER a completely different vision from the one proposed by NADAL, who, at the end of his work, had considered derailment as marginal problem. As it will be seen later UEBELACKER's point of view about derailment will be shared by HEUMANN and all the other authors that have spent time on the issue.

UEBELACKER proposed the following procedure:

1. Determination of the wheel-rail creepage for a generic vehicle. The vehicle is assumed to be running over a circular curve at constant speed;
2. Derivation of the contact forces from creepage assuming a Coulomb friction;
3. Derivation of the equilibrium equation for the moments and transversal forces; for the longitudinal forces an equilibrium equation is not formulated because it is assumed the absence of traction and braking forces;
4. Solve the equation in order to obtain the value of the lateral guiding forces and the abscissa of the friction pole; utilize then the results for the indicated scopes.
5. Attempt to experimentally verify the theory through a physical model that satisfies all the assumptions made.

The above procedure will remain substantially the same until nowadays, but for the progress achieved over time in terms of sliding forces, computational tools and experimental verifications. Among the formulated assumptions one can stress the one related to the absence of longitudinal traction and braking forces. UEBELACKER justifies this assumption by firmly stating that the presence of longitudinal forces reduces the flange forces, whose value evaluated in their absence is certainly higher. What allowed the UEBELACKER's statement? In those times theories were still incomplete, computational tools were not as effective and there were no experimental verifications. Thus one may come to the conclusion that such statement derived from practical evidences of the motion of locomotives. Of such evidences the writer is not part of. However we do not insist on the issue because later it will be

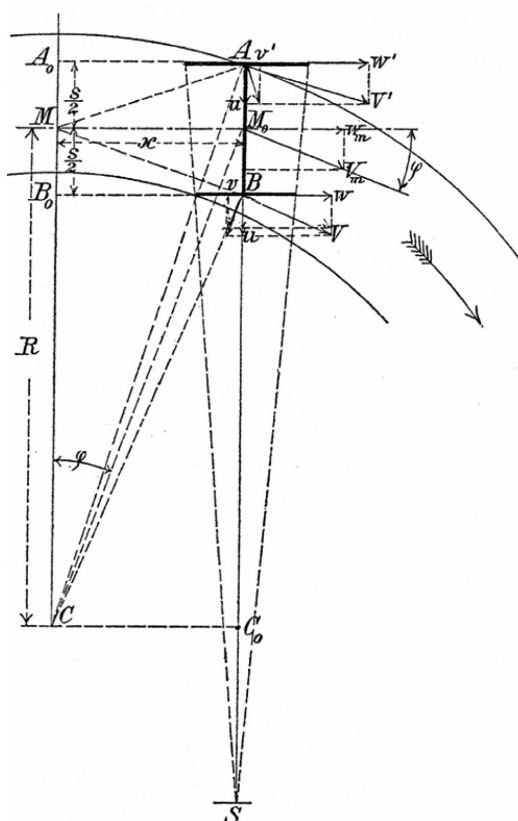


Fig. 5a - Lo schema geometrico e cinematico della marcia in curva di una sala montata di guida secondo UEBELACKER [5]. *Geometric and kinematic scheme of motion in a curve of a guiding wheelset according to UEBELACKER [5].*

la marcia delle locomotive, delle quali chi scrive oggi non è partecipe. Tuttavia non si insiste su questo argomento perché più avanti si fornirà una dimostrazione della fondatezza della ipotesi, utilizzando il più semplice metodo di calcolo di HEUMANN.

2.3. In fig. 5a è riprodotta la figura originale usata da UEBELACKER. In essa è schematizzata una sala montata con due ruote di raggio diverso per effetto della conicità dei cerchioni; questa sala non è in posizione radiale e presenta un angolo di attacco φ rispetto alla rotaia esterna.

Il moto della sala è una rotazione attorno al centro della curva C; a questo moto si sovrappone quello di rotolamento che, in un riferimento solidale alla sala, è una rotazione attorno al proprio asse di simmetria.

presented a proof of it by using HEUMANN's easier calculation method.

2.3. In fig. 5a it is shown the original sketch used by UEBELACKER. The figure shows a schematic of the wheelset equipped with two wheels having different radii due to the conicity; this wheelset is not in a radial position and it shows an angle of attack φ to the outer rail.

The wheelset's motion is rotational about the centre of the curve C; to this motion the rolling motion is superimposed. Such rolling motion, described by coordinate system bounded to the wheelset, is a rotational motion about its axis of symmetry.

The two wheel-rail contact points, A and B, describe two circumferences around C and present the velocity and its components as shown in the following table.

| Punti di contatto Contact Points | A | B | Note Notes |
|--|------|-----|--|
| Velocità di rotazione Rotational Velocity | V' | V | |
| Componente long.le Long. Component | W' | W | |
| Componente trasv.le Transversal Comp. | u | u | In scorrimento trasversale Transversal Sliding |
| Componente long.le Long. Component | v' | v | In scorrimento longitudinale Longitudinal Sliding |

The resultants of the creepage determine the direction of the forces, whose sign is opposite to the one of the creepage. The assumption of the Coulomb friction forces and the knowledge about the vertical loads determine their magnitude. At this point one has to express the three components of the creepage velocity, u , v , v' and the components W and W' .

From the figure's geometry it follows that:

$$u = x \cdot \omega \quad W' = \left(R + \frac{s}{2}\right) \omega \quad W = \left(R - \frac{s}{2}\right) \omega$$

where ω is the angular velocity about C. Note that x is one of the unknowns in this problem.

For the computation of the components of the longitudinal creepage velocity, UEBELACKER sees the rotational velocity of the wheelset as a result of two rotations, one about C_0 and the other about S, centre of the circular motion of "ideal compensation". The respective angular velocities are:

$$W_m/R \quad W_m/\rho$$

where W_m is the longitudinal component of the velocity of the middle point of the wheelset and ρ is the radius of

I due punti di contatto ruota-rotaia, A e B, descrivono due circonferenze rispetto a C e presentano la velocità e componenti di velocità riportati in tabella.

Le risultanti degli scorrimenti determinano la direzione delle forze di scorrimento, il cui verso è opposto agli scorrimenti stessi. L'ipotesi di attrito colombiano e quella della conoscenza di carichi verticali determinano il modulo. Si tratta a questo punto di esplicitare le tre componenti delle velocità di scorrimento u , v , v' e le componenti W e W' .

Dalla geometria della figura consegue che:

$$u = x \cdot \omega \quad W = \left(R + \frac{s}{2}\right)\omega \quad W' = \left(R - \frac{s}{2}\right)\omega$$

dove ω è la velocità angolare attorno a C. Si noti subito che x è una incognita del problema.

Per il calcolo delle componenti di velocità dello scorrimento longitudinale, UEBELACKER vede la velocità di rotazione della sala come risultato di due rotazioni, una attorno a C_0 e l'altra attorno ad S, centro del moto circolare di "perfetta compensazione". Le rispettive velocità angolari valgono:

$$\frac{W_m}{R} \quad \frac{W_m'}{\rho}$$

dove W_m è la componente longitudinale della velocità del punto medio della sala e ρ è il "raggio di perfetta compensazione". Semplici considerazioni geometriche e cinematiche consentono di scrivere:

$$V' = s / \left[2 \left(\frac{W_m}{R} - \frac{W_m'}{\rho} \right) \right];$$

$$V = -s / \left[2 \left(\frac{W_m}{R} - \frac{W_m'}{\rho} \right) \right].$$

In altri termini le due componenti evidenziano una rotazione della sala attorno al punto mediano M. Non si riportano ulteriori sviluppi analitici perché come si vedrà più avanti (nella trattazione di HEUMANN) il problema può essere trattato in maniera più semplice ed immediata. UEBELACKER stesso introduce una semplificazione affermando che, per effetto dell'usura delle fasce di rotolamento, la conicità si annulla, cioè $\rho = \infty$, il che annulla i termini in ρ nelle espressioni di V e V' .

Su questa ipotesi, ragionevole per quanto riguarda la scomparsa della conicità delle fasce di rotolamento dal novero dei parametri di calcolo, si ha motivo di dissentire perché il contatto avviene nella gola del bordino o nella sua parte conica, il che determina in ogni caso una conicità equivalente ben diversa da zero.

A questo punto UEBELACKER imposta le equazioni di equilibrio per determinare l'ascissa del punto M e la spinta di bordino Y: si noti che M è unico per tutto il rotabile, perché altrimenti si altererebbe la geometria dei punti di contatto. La soluzione è molto laboriosa ed oggi non ha più interesse.

2.4. La possibilità così acquisita di poter calcolare in

"ideal compensation". Simple geometric and kinematic considerations allow one to write:

$$V' = s / \left[2 \left(\frac{W_m}{R} - \frac{W_m'}{\rho} \right) \right];$$

$$V = -s / \left[2 \left(\frac{W_m}{R} - \frac{W_m'}{\rho} \right) \right].$$

In other words the components highlight a rotation of the wheelset around the median point M. We do not report further analytical developments because, as it will be shown later (in HEUMANN's work), the problem can be approached in a simpler and more immediate way. The same UEBELACKER introduces a simplification stating that, due to the wear of the rolling surface, the wheels become cylindrical, i.e. $\rho = \infty$, and this cancels out the ρ terms in the expressions of V and V' .

Over this hypothesis, which is reasonable to the eliminate the conicity from the set of calculation parameters, one has reason to disagree because the contact occurs in the throat (the term throat indicates the arc AB that can be seen in fig. 6) of the flange or at its conic region, thus determining an equivalent conicity which is certainly not zero.

At this stage UEBELACKER sets up the equilibrium equations in order to compute the abscissa of point M and the flange force Y: notice that M is unique for the bogie, otherwise the geometry of the contact points would be altered. The solution to these equations is laborious and today has no interest.

2.4. The acquired possibility to calculate the unknown forces in a rational way, and in particular the guiding force, allows UEBELACKER to give new light to the derailment problem. Based upon the usual equilibrium considerations, BOEDECKER first, and now UEBELACKER, derive the following formula:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan(\alpha) - f \cos(\beta)}{1 + f \tan(\alpha) \cos(\beta)} \quad (15)$$

which is different from the French one because of the presence of the term $\cos(\beta)$ not considered by POCHET, NADAL, MARIÉ. β is the angle between the resultant of the two creepage velocity u and v' and the plane passing through the axis of the wheelset and the points A and B, as shown in figure 5b.

For the angle β the following relation holds:

$$\cos(\beta) = \frac{u}{\sqrt{v'^2 + u^2}} \quad (16)$$

Another difference, less evident, is that the angle α is not the one related to the conic portion of the flange, but it is rather related to the angle of the tangent of the contact point of the flange with the rail. This angle is variable along the throat of the flange and becomes constant only

modo razionale le forze del gioco, ed in particolare la forza di guida, consente ad UEBELACKER di dare una luce nuova al problema dello svio. In base alle ormai consuete considerazioni di equilibrio, prima BOEDECKER, ed ora UEBELACKER pervengono alla formula:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan(\alpha) - f \cos(\beta)}{1 + f \tan(\alpha) \cos(\beta)} \quad (15)$$

che si differenzia da quella francese per la presenza del termine $\cos(\beta)$ non considerato da POCHET, NADAL, MARIÈ. L'angolo β , è quello fra la risultante dei due scorrimenti di velocità u e v' ed il piano passante per l'asse della sala ed il punto A, come si può vedere in fig. 5b.

$$\begin{aligned} H &= [Q \cos(\alpha) + Y \sin(\alpha)] f \cos(\beta) \\ K &= [Q \cos(\alpha) + Y \sin(\alpha)] f \sin(\beta) \\ N &= [Q \cos(\alpha) + Y \sin(\alpha)] \end{aligned}$$

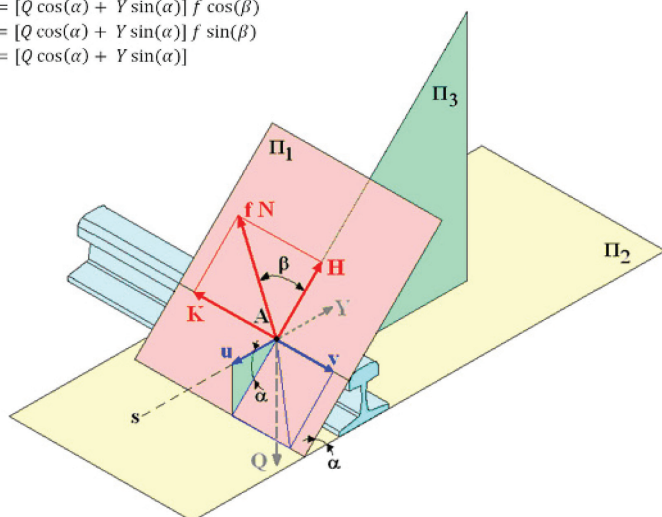


Fig. 5b - Lo schema per la determinazione del limite di svio secondo UEBELACKER: A, punto di contatto ruota-rotaia, Π_1 piano tangente alla ruota inclinata α sul piano orizzontale, Π_2 piano orizzontale, Π_3 piano verticale, s congiungente orizzontale di A con il centro C_0 non giacente su Π_2 , forze in rosso sul piano Π_1 . In alto a sinistra le relazioni che legano le forze H, K, N, Q, Y , la geometria del contatto, α e β , ed il coefficiente d'attrito. The scheme used by UEBELACKER to determine the derailment limit: A, wheel-rail contact point, Π_1 tangent plane to the rail inclined by α with respect to the horizontal plane, Π_2 horizontal plane, Π_3 vertical plane, s horizontal connecting line of A with the centre C_0 not lying on Π_2 , red forces lying on the plane Π_1 . Above left the relations for the forces H, K, N, Q, Y , the contact geometry, α and β , and the friction coefficient.

Per l'angolo β vale la relazione:

$$\cos(\beta) = \frac{u}{\sqrt{v'^2 + u^2}} \quad (16)$$

Un'altra differenza meno evidente è che l'angolo α non è quello della porzione conica del bordinio bensì l'angolo della tangente al punto di contatto del bordinio con la rotaia. Questo angolo è variabile lungo la gola del bordinio e solo dopo diviene costante (fianco conico del bordinio).

later (conic side of the flange).

An additional aspect introduced by UEBELACKER is to rewrite relation (15) in the following form:

$$\tan(\alpha) = \frac{\frac{Y}{Q} + f \cos(\beta)}{1 - \frac{Y}{Q} + f \cos(\beta)} \quad (17)$$

which is characterized by having on the left hand side not a constant, but a known function of the rim's profile, while on the right hand side of the equation one can see quantities that randomly vary (Y, Q, f, β), to whom can correspond an equilibrium situation only if the (17) is satisfied, that is, if it can be identified on the rim a point with an angle α of for which the highlighted condition holds.

The goniometric function $\tan(\alpha)$ then represents the "stability reservoir" to which the flange can draw from with respect to the set of four parameters (Y, Q, f, β).

Incidentally note the significant step forward in comparison to the French approach, for which (i.e. $\tan(\beta)$ with the symbols there used) $\tan(\alpha)$ was a constant and one had to introduce the assumption that the wheel was to be lifted a few millimetres and then fall back.

As an additional contrast to the French approach it has to be noted the lapidary statement made by UEBELACKER as a corollary to equation (17): "when the wheel-rail contact reaches the conic region of the flange, derailment is certain". UEBELACKER does not add any explanations on the matter, probably because he believed that it was at least intuitive, based on the developed considerations. We however believe that it is not enough to leave to the readers' perception the corollary's justifications, but rather develop and widen the corollary also in order to find a common "ratio" for the interpretation of UEBELACKER's statement and that of the French.

2.5. Consider fig. 6, in which a generic wheel profile and the graph of the function $\tan(\alpha)$ are illustrated. From the analytic point of view it is worth to decompose the inequality (17) in two functions f_1 and f_2 :

$$f_1 = \tan(\alpha) = f(x) \quad (18)$$

Un ulteriore aspetto originale introdotto da UEBELACKER è il modo di scrivere la relazione (15) nella forma:

$$\tan(\alpha) = \frac{\frac{Y}{Q} + f \cos(\beta)}{1 - \frac{Y}{Q} f \cos(\beta)} \quad (17)$$

che si caratterizza per il fatto di avere al primo membro non una costante bensì una funzione nota del profilo del cerchione, mentre al secondo membro compaiono elementi variabili casualmente (Y, Q, f, β), ai quali può corrispondere una situazione di equilibrio solo se è rispettata la (17) ovvero se è individuabile sul cerchione un punto con angolo α per il quale vale la condizione evidenziata.

La funzione geometrica $\tan(\alpha)$ rappresenta allora la "riserva di stabilità" a cui il cerchione può attingere rispetto alla variabilità della quaterna di parametri (Y, Q, f, β).

Si noti, per inciso, l'enorme passo avanti rispetto all'impostazione dei francesi, per i quali (ovvero $\tan(\beta)$ coi simboli colà usati) era una costante e si doveva introdurre l'ipotesi di sollevamento della ruota di qualche millimetro e la successiva ricaduta.

Ad ulteriore stridente contrasto con l'impostazione francese, va segnalata una lapidaria affermazione di UEBELACKER, a corollario della relazione (17): "quando il contatto ruota-rotaia raggiunge il tratto conico del bordino lo svio è certo". UEBELACKER non aggiunge spiegazioni in proposito, probabilmente perché riteneva la cosa quanto meno intuibile sulla base delle considerazioni già svolte. Si ritiene tuttavia che lasciare all'intuito dei lettori le giustificazioni del corollario non sia sufficiente, ma che occorra svilupparlo ed approfondire il corollario anche per cercare una "ratio" comune per interpretare l'affermazione di UEBELACKER e quella dei francesi.

2.5. Si consideri la fig. 6, nella quale sono riportati un generico profilo di cerchione ed un diagramma della funzione $\tan(\alpha)$. Da un punto di vista analitico è utile scomporre la disuguaglianza (17) in due funzioni separate f_1 e f_2 :

$$f_1 = \tan(\alpha) = f(x) \quad (18)$$

$$f_2 = \frac{\frac{Y}{Q} + f \cos(\beta)}{1 - \frac{Y}{Q} f \cos(\beta)} \quad (19)$$

La prima è rappresentabile, come in figura, perché definita dal profilo del cerchione, sia esso teorico o usurato.

La seconda associa a sua volta la quaterna di grandezze (Y, Q, f, β), mediante l'espressione al secondo membro della relazione (19). La quaterna di grandezze può assumere valori numerici derivanti da calcolo o da osservazioni sul campo, il che rappresenta certamente un progresso rispetto all'impostazione francese. La relazione (19) non

$$f_2 = \frac{\frac{Y}{Q} + f \cos(\beta)}{1 - \frac{Y}{Q} f \cos(\beta)} \quad (19)$$

The first one is representable as shown in the figure, because it is defined by the profile of the wheel, either new or worn.

The second one associates the set of four quantities (Y, Q, f, β), through the expression on the right hand side of equation (19). The set of four quantities may assume numeric values derived from either computations or from field experiments. Certainly this represents a progress compared to the French approach. Equation (19) is independent from x thus, as opposed to eqn. (18), cannot be represented graphically as a function of x . Its numeric values on the other hand can be read on the ordinate axis. We are now interested in interpreting the process of the wheel-rail coupling in this context.

When f_2 increases, the contact point moves along the profile from point A to point B, or from A' to B' on the graph of f_1 : the equilibrium condition that would be created is stable because, if the action f_2 increases, an increase of the reaction of f_1 will occur. Beyond B, or B', equilibrium is no longer stable because when f_2 increases f_1 remains constant and, if the values of (Y, Q, f, β) do not change, the contact point moves from B to C, or from B' to C', after which there is "the precipice" of the unstable branch of f_1 and therefore the derailment.

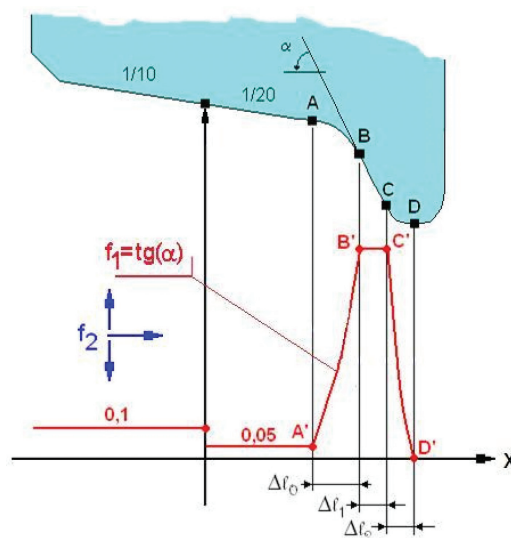


Fig. 6 - Interpretazione del fenomeno dello svio secondo le formule (18) e (19). Il tratto stabile è da A a B. Interpretation of the derailment phenomenon according to (18) and (19). The stable segment is from A to B.

dipende da x e quindi, a differenza della relazione (18), non può essere illustrata in un diagramma in funzione dell'ascissa x . I suoi valori numerici, tuttavia, possono essere letti sull'asse delle ordinate. Si tratta ora di interpretare il funzionamento dell'accoppiamento ruota-rotaia nell'ottica in argomento.

Fintanto che si verifica un aumento di f_2 , il punto di contatto migra sul cerchione da A a B, o da A' a B' sul diagramma di f_1 ; la condizione di equilibrio che dovesse realizzarsi in questi punti è stabile, perché ad un aumento della azione f_2 corrisponde un aumento della reazione, cioè di f_1 . Al di là di B, o di B', l'equilibrio cessa di essere stabile poiché ad un aumento di f_2 la f_1 rimane costante e, se la quaterna non varia, il punto di contatto migra da B verso C, o da B' verso C', dopo di che c'è "il baratro" del ramo instabile di f_1 e quindi lo svio.

Si può allora far derivare dalle affermazioni di UEBELACKER, di cui si è così sviluppata una dimostrazione, una visione molto ampia del problema dello svio, suscettibile di fornire ragguagli anche sull'aspetto geometrico-cinematico dello svio, come si vedrà poco più avanti.

A POCHET, NADAL e MARIÈ era invece sfuggita la criticità del tratto conico del bordino e della variabilità casuale dei valori della quaterna e le loro conclusioni equivalgono a definire prudentemente un valore di f_2 , inferiore a f_1 nel tratto B'C'. Non può neanche negarsi una qualche contraddittorietà perché la loro condizione, limite di stabilità (cioè l'equazione (1)) in realtà è riferita ad una condizione di equilibrio instabile.

2.6. Secondo UEBELACKER affinché si produca lo svio è necessario che le condizioni che lo hanno innescato rimangano attive per un certo tempo durante il quale, con riferimento alla fig. 6, la ruota percorre lo spazio:

$$\delta' = \frac{\Delta l_1}{\tan(\varphi)} \quad (20)$$

dove φ è l'angolo d'attacco della ruota con la rotaia, definito come $\tan\varphi = x/R$.

Una immediata stima di questo percorso scaturisce da applicazioni teoriche ed evidenze sperimentali, che localizzano il polo M in prossimità dell'asse posteriore di un carrello a due assi. Posto allora per esempio $x=3$ m e $\Delta l_1=9$ mm, per tre valori di R (300 m - 900 m - 2700 m) dalla relazione (20) si ottengono i tre valori del percorso convenzionale di svio pari a 900 mm - 2700 mm - 8100 mm.

2.7. I calcoli esemplificati permettono di fornire una visione del processo di svio della ruota, seguendo la migrazione del punto di contatto con la rotaia da un generico punto sulla fascia di rotolamento a sinistra di A fino al punto D. Si possono distinguere tre fasi relative ai tratti AB - BC - CD.

From UEBELACKER's statements, so explained, one can derive a wider vision of the derailment problem, susceptible to give additional information also on the kinematic and geometric aspects of derailment, as discussed later.

POCHET, NADAL and MARIÈ did not notice the critical aspect of the conic region of the flange and of the random variability of the quadruple, and their conclusions are equivalent to define a prudent value of f_2 , lower than f_1 in the B'C' segment. Moreover one cannot ignore a kind of contradiction because their condition, stability limit (i.e. eqn. (1)), is actually referred to an unstable equilibrium condition.

2.6. According to UEBELACKER for the derailment to occur it is necessary that the conditions that led to it must be active for a certain amount of time. During said time, referring to fig. 6, the wheel covers the distance:

$$\delta' = \frac{\Delta l_1}{\tan(\varphi)} \quad (20)$$

where φ is the angle of attack between the rail and the wheel, defined as $\tan\varphi = x/R$.

An estimate of this path comes from theoretical applications and experimental evidences which generally localise the M pole close to the rear axis of a two axle bogie. Thus by letting for example $x=3$ m and $\Delta l_1=9$ mm, for three values of R (300 m - 900 m - 2700 m) applying eqn. (20) one obtains the three values of a conventional derailment trajectory, i.e. 900 mm - 2700 mm - 8100 mm.

2.7. Through the previous examples one can envision the derailment process of the wheel, by following the motion of the point of contact with the rail from a generic point on the rolling area from A to the point D. One can distinguish three phases corresponding to the portions AB - BC - CD.

During the first phase, geometric or dynamic external causes determine the motion, more or less rapid, from A to B (A' to B' on the diagram). During this phase:

$$f_2 > f_1 \quad (21)$$

always, because if the two quantities were equal, no derailment would occur. During normal motion along a curve one can think about a first stage in which the relation (21) holds. Such condition however gradually transforms into an equality.

During the second phase, along BC (B'C' on the diagram), the inequality (21) always holds. On the other hand, if condition (21) is not met, the phenomenon fades away.

During the third phase, on the segment CD (C'D' on the diagram), derailment is occurring and the derailing wheel

Nella prima fase, cause esterne geometriche o dinamiche determinano la migrazione, più o meno rapida da A a B (sul diagramma da A' a B'). In questa fase è sempre:

$$f_2 > f_1 \quad (21)$$

perché, se si raggiungesse la condizione di eguaglianza, non ci sarebbe svio. Nella normale circolazione in curva si può pensare ad una prima fase in cui vale la condizione (21), la quale tuttavia gradualmente si trasforma in eguaglianza.

Nella seconda fase, sul tratto BC (B'C' sul diagramma), vale sempre la condizione (21). Tuttavia se in questo tratto dovesse venir meno la causa che determina la (21), il fenomeno si esaurisce.

Nella terza fase, sul tratto CD (C'D' sul diagramma), lo svio è ormai in corso e la ruota sviante rotola sul fungo della rotaia fino a ricadere sulla massicciata. Analogamente a questo fatto, con Δl_1 possono associarsi ai tratti AB e CD i percorsi longitudinali che fa la ruota in quelle condizioni. Tenendo conto della variabilità dei profili di ruota e rotaia si può stimare che i percorsi suindicati complessivamente varino fra il doppio e il triplo di quelli valutati per Δl_1 .

L'aspetto più interessante che emerge dall'analisi del corollario di UEBELACKER sta in una lettura funzionale della forma della ruota e nell'apertura ad un approccio sistematico dei fenomeni di svio. Quest'ultimo è un aspetto nuovo che emerge a questo stadio della ricerca e che merita ulteriori approfondimenti sul piano teorico e su quello sperimentale.

2.8. L'ulteriore sviluppo del lavoro di UEBELACKER riguarda il calcolo della resistenza supplementare in curva e le condizioni quasi statiche di iscrizione in curva della locomotiva a vapore, temi che qui non interessano. Tuttavia a conclusione di questo primo lavoro UEBELACKER documenta un suo tentativo di simulazione con un modello fisico della marcia in curva di un carrello a ruote cilindriche. Il tentativo, a detta dell'autore, ebbe successo ma risultò molto laborioso. L'esperimento consisteva nel trascinare su una traiettoria circolare il primo "asse" e nel verificare dopo una adeguata traiettoria l'assetto del modello; ciò permetteva di determinare la posizione del polo di attrito M del modello e di confrontarla con quella calcolabile per il modello stesso. I risultati differivano del 10% circa, ciò che confortò l'autore della bontà della sua teoria.

2.9. Una considerazione da fare sulla teoria di UEBELACKER è relativa ai suoi limiti. Questi riguardano in primo luogo il valore del coefficiente di attrito, per il quale, a quell'epoca, si stimavano valori relativamente bassi ed in secondo luogo, ma non meno importante, l'aver considerato un contatto puntiforme fra ruota e rotaia nonché la localizzazione di questo sul piano verticale della ruota. Infine non va tralasciato di dire che anche UEBELACKER, co-

is rolling on the rail head until it falls on the ballast. Similarly with this event, with Δl_1 one can relate to the segments AB and CD the longitudinal paths made by the wheel in those conditions. Accounting for the variability of the wheel and rail profiles one can estimate that the overall mentioned paths can vary twice or thrice with respect to those indicated by Δl_1 .

The most interesting aspect that emerges from the analysis of UEBELACKER's corollary resides in a functional understanding of the wheel's shape and in a development of a photographic approach to derailment events. The latter is a new aspect that emerges at this stage of research, and deserves further developments both at the theoretical and experimental level.

2.8. The additional development of UEBELACKER's work is related to the calculation of the supplementary resistance in curve and the quasi-static conditions under which a steam locomotive runs on a curve, topics that are not of interest in this context. In the conclusion of this first work UEBELACKER however documents his attempt to simulate the motion by mean of a physical model of a bogie equipped with cylindrical wheels. Such attempt, according to the author was successful but was very laborious. Such experiment consisted in dragging along a circular trajectory the first "axle" and in verifying the model's arrangement after an adequate trajectory; this allowed to determine the position of the friction pole M in the model and to compare it with the position determined by the same model. The results had a difference in 10%, which proved to the author the good attitude of his theory.

2.9. One consideration to be made about UEBELACKER's theory is related to its limits. Such limits first of all include the value of the friction coefficient. At that time such values were estimated to be relatively low. Secondly, nevertheless important, these limits include also the wheel-rail contact interface as a one point, in addition to having localised such contact point on the vertical symmetric plane of the wheel. Finally it cannot be ignored the fact that UEBELACKER, along with other contemporaries of his, did not have the perception of the profound kinematic, geometric and dynamic modifications to his scheme when a derailment occurs. It cannot be forgotten on the other hand a certain separation between his comment on derailment, as previously mentioned, and the studies of motion on a curve of the same vehicle. It is from this sensation in fact that was derived the separation of the derailment inequality into two generic functions to be then compared and the relevant consequences.

2.10. Having highlighted the limits of UEBELACKER's theory, we now must underline the innovative aspects of it. In this regard we would like to primarily mention: the

me tanti altri a lui coevi, non ebbe la percezione delle profonde modifiche geometriche, cinematiche e dinamiche al suo schema di veicolo che intervengono nella fase di svio, anche se non si può dimenticare un certo distacco nella trattazione fra il suo commento sullo svio, di cui si è fatto menzione precedentemente, e gli studi sulla marcia in curva del veicolo medesimo. E' infatti da questa sensazione che è derivata in questo studio la separazione della disegualianza di svio in due funzioni generiche f_1 , f_2 da porre a confronto e quanto ne consegue.

Se quelle che precedono sono considerazioni che lasciano qualche margine di opinabilità, la complicazione del metodo risolutivo fu, a quell'epoca, esiziale per le sorti della teoria di UEBELACKER.

2.10. Evidenziati i limiti della teoria di UEBELACKER, è doveroso sottolinearne gli aspetti innovativi. A tale riguardo, si segnalano primariamente: l'aver introdotto un modello piano e completo di calcolo generale, facendo "piazza pulita" delle ipotesi semplificative che gli altri autori erano costretti ad imporre, l'aver inserito nella formula dello svio l'effetto dell'angolo di attacco fra la ruota di guida e la rotaia, l'aver permesso con il suo corollario la lettura del fenomeno dello svio in maniera più ampia ed originale rispetto a quanto proposto dagli altri autori contemporanei ed infine l'aver posto il problema dello svio in forma aperta e predisposta ad ulteriori ricerche e perfezionamenti mentre per gli altri studiosi le formule "tipo Nadal" apparivano un punto di arrivo.

3. HEUMANN

3.1. All'inizio del suo lavoro scientifico HEUMANN apparteneva alla categoria degli ingegneri ferroviari isolati, che riflettevano sul proprio lavoro e ne estraevano una "ratio" scientifica. Nel 1912 (epoca della stesura del suo primo lavoro) HEUMANN era assegnato alle Officine di Metz, città allora appartenente alla Germania ed oggi in territorio francese, come responsabile della qualità, almeno oggi diremmo così. Poco dopo tuttavia ebbe la possibilità di accedere a una cattedra universitaria, prima ad Aquigrana, dove fondò una scuola ricca di successi, e negli ultimi anni della sua carriera a Monaco di Baviera. A differenza dei suoi predecessori, i cui risultati sono consegnati a una o pochissime pubblicazioni, il lavoro di HEUMANN è vastissimo e si estende, per più di quarant'anni, fino alla fine degli anni Cinquanta.

È opportuno allora schematizzare l'evoluzione dell'opera di HEUMANN.

Innanzitutto è da ricordare il lavoro iniziale, apparso sull'Organ nel 1913 in più puntate, nel quale vengono presentate il metodo di calcolo di HEUMANN e le sue applicazioni, in relazione alla resistenza supplementare in curva. Va detto subito che per questo primo lavoro HEUMANN parte dai risultati di UEBELACKER e presenta una brillante soluzione del problema che supera le difficoltà analitiche

introduzione di un piano e completo modello per generale calcolo, thus "whipping out" all the simplifying assumptions that other authors had to impose; the introduction in the derailment formula of the effect of the angle of attack; the possibility to analyse the derailment phenomenon in a ampler and more original manner; compared to other proposals from other contemporary authors, this thanks to his corollary. One final innovative aspect to be mentioned is that the derailment problem was posed in an open way to further investigations and improvements, while for other researchers formulas like the "NADAL" ones appeared as terminal point.

3. HEUMANN

3.1. When he began his scientific work, HEUMANN was part of a group of isolated railway engineers who thought about their work and were able to extract a scientific "rationale". In 1912 (at the time of his first work) HEUMANN was assigned to the locomotive workshop in Metz, which was at the time part of Germany, as a quality supervisor, as we would call it today. Soon after, however, he had the possibility to become a university professor, first at Aix-La Chapelle, where he established a school with great success, then, during his last years of his career, in Munich. Unlike his predecessors, whose results were relegated to one or very few publications, HEUMANN's work is extremely vast, and extends for over forty years until the end of the Fifties.

It may be convenient to outline the evolution of HEUMANN's work before getting into its merit about the derailment.

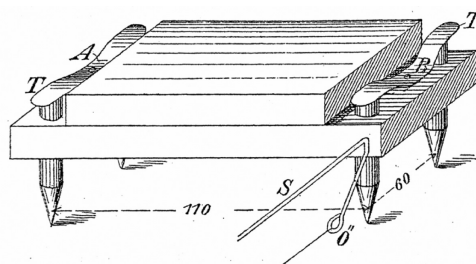


Fig. 7 - Il modello fisico di UEBELACKER. Si noti l'ingenuità del modello fisico nel quale è presente anche una sospensione rappresentata dalla lamina. Le quattro ruote sono sostituite dalle quattro matite le quali si accoppiano elasticamente alla massa del carrello mediante le lamine elastiche. Le "ruote" sono scorrevoli sul telaio, la cui massa può essere variata. L'asticciola rigida S serve a provocare l'avanzamento mentre lo spago in "O" introduce il vincolo col centro nella curva. Le matite lasciano sulla carta il grafico del loro percorso. *The physical model proposed by UEBELACKER. Note the ingenuity of the physical model in which a suspension modelled as a foil is represented. The four wheels are represented with four pencils which are elastically coupled to the mass of the bogie through the elastic foils. The "wheels" slide in the frame whose mass can be varied. The rigid rod S is used to generate the motion while the string in "O" creates the constraint with the curve. The pencils trace on paper their trajectory.*

dalle quali lo stesso UEBELACKER non era riuscito a districarsi.

Segue un certo numero di pubblicazioni nel periodo fra le due Guerre nelle quali la ricerca, iniziata nel 1913, si arricchisce soprattutto di nuove applicazioni dedicate ai vari tipi di rodiggi delle locomotive a vapore e a veicoli particolari come quelli a ruote indipendenti.

Il "corpus" centrale dell'opera di HEUMANN è tuttavia rappresentato da 13 articoli succedutisi sulla rivista *Elektrische Bahnen*, fra il 1950 ed il 1953, per un totale di 194 pagine. Questi articoli erano fin dall'inizio concepiti come parte di un unico lavoro, che apparve successivamente sotto forma di libro in edizione speciale a cura della stessa rivista. Nella parte che segue verranno affrontati solo i temi che si legano al problema dello svio e cioè la determinazione della spinta di bordino Y, la geometria dell'accoppiamento ruota rotaia e l'interpretazione del limite di svio elaborata da HEUMANN. È giocoforza che alcuni simboli cambino nel passare da UEBELACKER ad HEUMANN. In particolare β , torna ad essere l'angolo della parte conica del bordino mentre α è l'angolo di attacco della ruota di guida rispetto alla rotaia.

3.2. In fig. 8 è riprodotto lo schema risolutivo di HEUMANN in due casi: in nero è esposta la situazione, più semplice, in assenza di forze trasversali o longitudinali per un

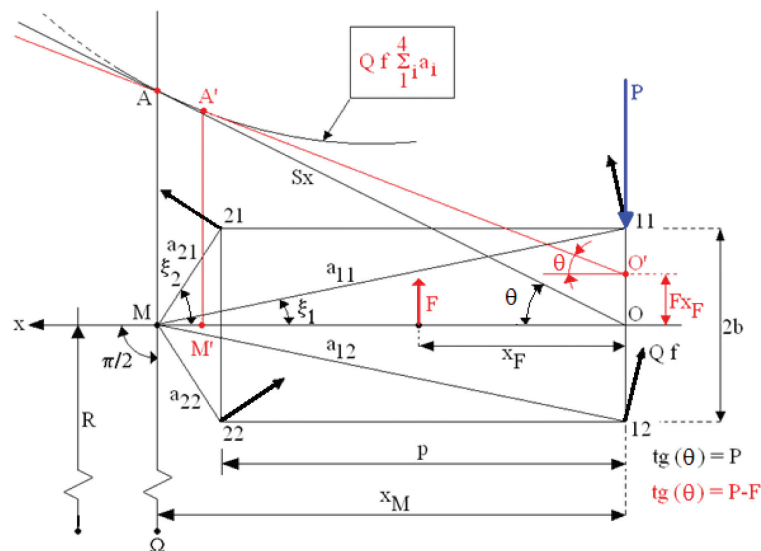


Fig. 8 - La spinta P determina la rotazione del carrello attorno al polo M e provoca la reazione d'attrito fQ nei punti di contatto ruota-rotaia (11,12,21,22). In rosso sono evidenziati gli effetti prodotti da una generica forza trasversale F : il polo si sposta da M in M' e le nuove reazioni d'attrito, non rappresentate in figura, ruotano in conseguenza. Force P causes the rotation of the bogie about the pole M , thus causing a friction reaction fQ in the contact points wheel-rail (11,12,21,22). In red the effects produced by a generic transversal force F : the pole moves from M to M' , and the friction reactions rotate as a result.

First of all one has to mention the first work, published in various parts, on the *Organ* in 1913. In this first publication the HEUMANN's calculation method and its applications to determine the supplementary resistance on a curve are presented. It has to be immediately said that for this work HEUMANN starts off from UEBELACKER's results, and presents a brilliant solution to the problem by overcoming the analytical difficulties to which UEBELACKER himself was not able to escape from.

A number of publications follows, between the two World Wars. In these publications the research, started in 1913, gained especially in new applications dedicated to the various types of running gears of the steam locomotives, and to particular vehicles such as the ones with independent wheels.

The main "corpus" of HEUMANN's work is however represented by 13 articles published on the journal *Elektrische Bahnen*, between 1950 and 1953, for a total of 194 pages. Since their beginning these articles were thought as part of one single work, which was later published by the journal as a special edition volume. For the following part of this article we will deal only with the issues related to derailment, i.e. the determination of the flange force Y , the geometry of the wheel-rail coupling, and the interpretation of the derailment limit developed by HEUMANN. It is necessarily clear that some symbols will change when moving from UEBELACKER to HEUMANN's work. In particular the angle β returns to be the angle of the conic region of the flange while α is the attack angle of the driving wheel with respect to the rail.

3.2. In fig. 8 HEUMANN's resolving scheme is presented in two cases: in black it is shown the simpler situation without transversal or longitudinal forces, for a two axle vehicle moving along a curve of radius R and centre Ω . In red it is highlighted how the representation of the problem is modified by a transverse force F applied at a generic point of the bogie.

In all his works HEUMANN, like UEBELACKER before him, excludes the presence of longitudinal traction or braking forces, and the justification of this simplification will appear evident as a consequence of the resolving method conceptualised by HEUMANN himself.

In principle the solution to

veicolo a due assi marciante in curva di raggio R e centro Ω e in rosso è evidenziato come si modifica la rappresentazione del problema per effetto dell'introduzione di una forza trasversale F , applicata in un punto qualsiasi del carrello.

In tutti i lavori HEUMANN, come già UEBELACKER prima di lui, esclude la presenza di forze longitudinali di trazione o frenatura e la giustificazione di questa semplificazione apparirà evidente proprio in virtù del metodo risolutivo ideato dallo stesso HEUMANN.

In linea di principio la soluzione del problema schematizzato dal sistema di forze di fig. 8 è basata su un ragionamento della meccanica razionale per il quale ogni atto di moto rigido è scomponibile, in infiniti modi, come risultante di una traslazione ed una rotazione. Nulla vieta di considerare un atto di moto composto da una traslazione nella direzione dell'asse del carrello (che non produce forze) e da una rotazione attorno ad un centro di rotazione M : nella rotazione attorno a questo centro nascono delle reazioni di attrito fra ruota e rotaia. La definizione di questo moto presuppone la conoscenza di tre grandezze: le coordinate del centro (due parametri) e la forza P che produce questo movimento, il tutto come conseguenza del vincolo dell'equilibrio del sistema di forze in gioco.

Se si suppone di conoscere il punto d'applicazione, la direzione ed il verso della forza P , il problema presenta 3 incognite, rappresentate dal modulo di P e dall'ascissa del centro di rotazione, x_M nella fig. 8. Come si vedrà più avanti la scelta della lettera P anziché Y non è casuale perché $P \neq Y$.

Dal punto di vista cinematico il moto assoluto del carrello è una rotazione attorno al centro della curva Ω , scomposta in un moto di trascinalimento di traslazione, nel quale l'asse del carrello è ortogonale alla retta che congiunge il polo M ed un centro Ω , e in un moto relativo di rotazione attorno a M .

Dal punto di vista delle forze e della geometria del problema il sistema è risolubile in quanto alle tre incognite corrispondono le tre equazioni di equilibrio, due alla traslazione $\Sigma X=0$, $\Sigma Y=0$, ed una alla rotazione $\Sigma M=0$, come del resto già visto nella trattazione di UEBELACKER. HEUMANN si poneva il problema di trovare rapidamente una soluzione per la spinta P , che evitasse le complicazioni incontrate da UEBELACKER. A questo scopo HEUMANN formulò alcuni ipotesi o semplificazioni, elencate qui di seguito.

3.2.1. La forza di guida P è supposta orizzontale e giacente nel piano verticale meridiano della ruota, quando la funzione di guida è esercitata dalla ruota anteriore esterna. Non va tuttavia dimenticato che nel caso di diversi tipi di rodiggio di locomotive a vapore la funzione di guida poteva essere esercitabile altrove, ad esempio dalla ralla di un carrello portante anteriore.

3.2.2. I contatti ruota-rotaia sono unici per ogni coppia

the problem outlined by the system of forces shown in fig. 8 is based on a reasoning from Mechanics: any act of rigid motion can be decomposed, in an infinite number of ways, as a resultant of a translation and a rotation. Nothing prevents from considering an act of motion made of a translation in the direction of the bogie's axle (which does not produce forces) and of a rotation about a pole M . This rotation generates the friction reactions between wheel and rail. The definition of such motion assumes the knowledge of three quantities: the coordinates of the pole (two unknowns) and the force P produced by this motion, all as a consequence of the equilibrium constraint of the system of forces.

If one assumes to know the point of application, the orientation and direction of force P , the problem presents 3 unknowns: the magnitude of P , and the abscissa of the centre of rotation, as shown in fig. 8. As seen later the choice of the letter P rather than Y is not random, because $P \neq Y$.

From the kinematic point of view the absolute motion of the bogie is a rotation about the centre of the curve Ω , rotation that is decomposed into a translation motion in which the axle of the bogie is orthogonal to the line passing through the pole M and a centre Ω , and into a relative rotational motion about M .

From the point of view of the force and geometry of the problem the system is statically determinate because there are three unknowns corresponding to the three equilibrium equations: two for the translation $\Sigma X=0$, $\Sigma Y=0$, and one for the rotation $\Sigma M=0$, as previously seen in UEBELACKER'S work. HEUMANN had the problem to find promptly a solution for the force P in order to avoid the complications encountered by UEBELACKER. To do this HEUMANN formulated some assumptions or simplifications as follows.

3.2.1. The driving force P is assumed to be horizontal and orthogonal to the wheel, when the driving function is exerted by the external fore wheel. One cannot however forget that in the case of different running gears of steam locomotives, the driving function could be exerted elsewhere, for example by the centre pivot of the fore bogie.

3.2.2. The wheel-rail contacts take place on one point for each wheel: these are located at the vertices of a rectangle, as represented in the points from 11 to 22 of figure 8. The long side of the rectangle is the bogie wheel-base while the short side is the distance between contact points.

3.2.3. The wheels are cylindrical.

3.2.4. The vertical loads Q transmitted from the wheels to the rails are assumed to be constant, equal and known. It will be seen later that this constraint will simplify computations.

ruote e puntiformi: essi sono ubicati ai vertici di un rettangolo, come rappresentato nei punti da 11 a 22 di fig. 8. Il lato lungo del rettangolo è il passo del carrello mentre quello breve è l'interasse delle rotaie.

3.2.3. Le ruote sono cilindriche.

3.2.4. I carichi verticali Q trasmessi dalle ruote alle rotaie sono supposti costanti, eguali e noti. Si vedrà più avanti che questa semplificazione consente qualche alleggerimento analitico.

3.2.5. Il moto del veicolo si suppone in condizioni stazionarie su binario circolare privo di difetti.

3.2.6. Gli strisciamenti orizzontali ruota-rotaia sono supposti in attrito coulombiano, con coefficiente d'attrito f noto ed eguale per le quattro ruote.

3.2.7. Il problema è piano, nel senso che tutte le forze in gioco giacciono sul piano del ferro.

3.2.8. Si trascurano le resistenze al moto.

3.3. Si fissi ora l'attenzione sul sistema di forze rappresentato in nero, sempre in fig. 8, e si applichino ad esse le condizioni di equilibrio. La condizione $\Sigma X=0$ permette di affermare subito che la posizione del polo d'attrito deve trovarsi sull'asse x , pertanto l'unica incognita geometrica è la sua ascissa x_M , avendo posto l'origine dello stesso asse in corrispondenza al centro dell'assile anteriore. L'altra incognita è il modulo di P .

Per l'equilibrio dei momenti rispetto al polo M si può scrivere:

$$Qf \sum_{i=1}^4 a_i = Px \quad (22)$$

Il termine a primo membro è una curva (diagramma dei momenti di attrito), simmetrica rispetto al centro del carrello, rappresentata sul piano cartesiano di assi x, y in fig. 8. Il termine a secondo membro è una retta passante per O , origine degli assi cartesiani. Tuttavia la condizione (22) non fornisce una soluzione univoca in quanto tutte le rette che escono dall'origine O , tangenti o secanti al diagramma dei momenti di attrito, darebbero una soluzione ad essa.

Bisogna osservare inoltre che la (22) è valida quale che sia il polo prescelto. Infatti scegliendo come polo M dei momenti il punto 11, l'equazione (22) si riduce ad una sola incognita, x . A questo punto è anche immediato deter-

3.2.5. The motion of the vehicle is assumed to be in stationary conditions on a circular track without defects.

3.2.6. The wheel-rail creepage are assumed to be under coulomb friction, the friction coefficient being equal for the four wheels.

3.2.7. The problem is plane, i.e. all involved forces lie on the plane of the top of rail.

3.2.8. Motion resistances are neglected.

3.3. Consider now the system of forces represented in black (fig. 8), and apply to them the equilibrium equations. The condition allows one to immediately say that the friction pole must be on the x -axis, thus the only geometric unknown is its abscissa, having put the origin of the same axis at the centre of the front axle. The other unknown is the magnitude of P .

By taking moments about the pole M :

$$Qf \sum_{i=1}^4 a_i = Px \quad (22)$$

The term appearing on the left hand side is a curve (the frictional moment diagram), symmetric with respect to the centre of the bogie. The diagram is represented on a Cartesian coordinate system as shown in fig. 8. The quantity appearing on the right hand side of (22) is a straight line starting from the origin O of the Cartesian system. Eqn. (22) however does not provide a unique solution because all lines through the origin O either tangent or secant to the frictional moment diagram would give a solution.

Moreover it has to be noted that eqn. (22) is valid for any chosen pole. Choosing in fact as the moments pole the point 11, eqn. (22) reduces to one unknown, . At this point the value of P is immediately determined, keeping in mind that the line through O of the moments of P has to pass through A , ordinate of the frictional moment diagram corresponding to the x -coordinate, i.e.:

$$p = \frac{Qf \sum_{i=1}^4 a_i}{x} = \frac{AM}{x} = \tan(\theta) \quad (23)$$

In the figure this line is tangent to the moment diagram at point A . Such condition must be proved and at the same time constitutes the basis of the simple solving method proposed by HEUMANN: otherwise, if one attempts to arrive to the solution (23) algebraically he would encounter the same difficulties found by UEBELACKER. This proof, developed by HEUMANN himself, is outlined in Appendix 1.

minare il valore di P , tenendo conto che la retta dei momenti di P , uscenti da O deve passare per il punto A , ordinata del diagramma dei momenti d'attrito corrispondente alla ascissa x e cioè

$$P = \frac{Qf \sum_{i=1}^4 a_i}{x} = \frac{AM}{x} = \tan(\theta) \quad (23)$$

In figura la retta in questione è tangente alla curva dei momenti nel punto A , condizione che va dimostrata e che al tempo stesso è il fondamento della semplicità risolutiva del metodo di HEUMANN: altrimenti se si volesse pervenire alla soluzione (23) per via algebrica si ricadrebbe nelle difficoltà analitiche riscontrate da UEBELACKER. Questa dimostrazione, sviluppata dallo stesso HEUMANN, è riportata in Appendice 1.

C'è da osservare che la condizione risolutiva di tangenza della retta $O-A$ indica che il valore di P così determinato è un minimo, in quanto le rette di coefficiente angolare $\tan(\alpha)$ inferiore non soddisfano la condizione (22) mentre quelle di coefficienti maggiori sono impossibili in conseguenza di quanto dimostrato in Appendice 1.

3.4. La soluzione trovata da HEUMANN si presta ad alcune generalizzazioni che appare utile ricordare.

3.4.1. La prima riguarda l'effetto di un eventuale squilibrio dei carichi fra i due lati del carrello. Se tale squilibrio fa aumentare e diminuire della stessa quantità i carichi 11-21 e 12-22 rispettivamente, il diagramma dei momenti non cambia perché gli effetti delle variazioni ΔQ introdotte si annullano vicendevolmente.

3.4.2. Analogo ragionamento può essere esposto nel caso della presenza di una forza trasversale F applicata in corrispondenza ad una generica ascissa x_F . Questa situazione è schematizzata in rosso in fig. 8 ed in relazione ad essa la (22) si trasforma in

$$Qf \sum_{i=1}^4 a_i = Px = Fx_F + Fx;$$

ovvero

$$Qf \sum_{i=1}^4 a_i = Px - Fx_F = (P - F)x \quad (24)$$

Dalla relazione (24) si deduce che l'origine della tangente al diagramma dei momenti di attrito si trova traslata verso l'alto della quantità $F x_F$, mentre la $\tan(\theta)$ esprime la quantità

$$\tan(\theta) = (P - F) \quad (25)$$

It has to be noted that the resolving condition of tangency of the line $O-A$ indicates that the determined value of P is a minimum because any other line with a smaller slope does not satisfy the condition (22) while those lines with a higher slope are impossible because of the proof outlined in Appendix 1.

3.4. The solution found by HEUMANN can be subjected to the following generalisations:

3.4.1. The first one is related to the effect of a lack of balance of loads between the two sides of the bogie. If said lack of balance causes an increase and decrease by the same quantity of loads 11-21 and 12-22 respectively, the moment diagram does not change because the variational effects introduced cancel each other out.

3.4.2. A similar reasoning can be carried out in the case of the presence of a transversal force F applied at a generic abscissa. Such situation is outlined in red in fig. 8, and thus eqn. (22) becomes

$$Qf \sum_{i=1}^4 a_i = Px = Fx_F + Fx;$$

that is

$$Qf \sum_{i=1}^4 a_i = Px - Fx_F = (P - F)x \quad (24)$$

From eqn. (24) it follows that the origin of the tangent to the frictional moment diagram is translated upward by the quantity $F x_F$, while $\tan \theta$ represents the quantity

$$\tan(\theta) = (P - F) \quad (25)$$

Eqn. (24) can be further generalised due to the effect of a couple C , exerted by the body to the frame of the bogie. In such case one can write:

$$Qf \sum_{i=1}^4 a_i = (P - F)x_p + Fx_F + C \quad (24)$$

The presence of the couple C sets a further translation of the origin O in a similar way to the one determined by $F x_F$.

3.4.3. A separate consideration refers to the presence of tractive or braking forces. In fig. 9 is outlined the separate effect of two forces, the braking F and the tractive T , which are assumed to be applied at the centre pivot of the bogie. In order for the rails to be able to offer the wheels a reaction to the longitudinal forces, the Qf forces at the contact points must rotate by such an angle that the sum

La (24) può essere ulteriormente generalizzata per effetto di una coppia C, ad esempio di richiamo, esercitata dalla cassa sul telaio del carrello. In tal caso si scriverà:

$$Qf \sum_{i=1}^4 a_i = (P - F)x_p + Fx_F + C \quad (24)$$

La presenza della coppia C impone una ulteriore traslazione dalla origine O, analogamente a quanto determinato da $F x_F$.

3.4.3. Una considerazione a parte riguarda la presenza di forze di trazione o frenatura. In fig. 9 è schematizzato l'effetto separato di due forze, di frenatura F e di trazione T, che si suppongono applicate in corrispondenza alla ralla del carrello. Affinché le rotaie possano offrire alle ruote una reazione alle forze longitudinali, le forze Q f nei punti di contatto dovranno ruotare un angolo tale che la somma delle componenti longitudinali delle Q f sia eguale e di segno opposto all'azione della ralla. In fig. 9 le due situazioni sono rappresentate rispettivamente in rosso e in verde.

Ciò posto, UEBELACKER ed HEUMANN non hanno affrontato la problematica delle forze longitudinali, limitandosi ad affermare che queste, in ogni caso, collaborano con la spinta di bordino nel far ruotare il carrello

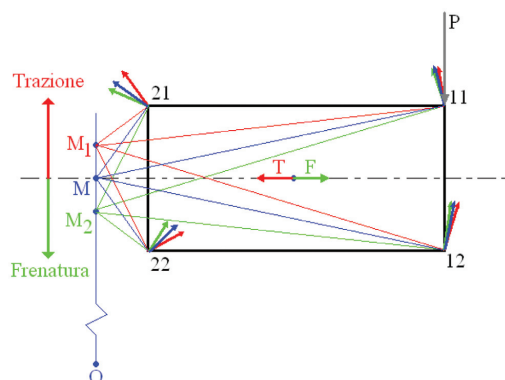


Fig. 9 - Effetto della presenza di forze di trazione, T, o di frenatura, F. Il polo M trasla verso l'alto o in basso in M_1 o M_2 , determinando la rotazione delle reazioni f Q in modo da produrre componenti longitudinali in equilibrio con T o F. In entrambi i casi il momento prodotto da T o F collabora con quello della spinta P per far ruotare il carrello. Le T ed F sono le reazioni sulla ralla di sforzi longitudinali sviluppati dal carrello. Effect of the tractive forces T or braking forces F. The pole M shifts upwards or downwards to M_1 or M_2 , determining the rotation of the reactions f Q in such a way to produce longitudinal components in equilibrium with T or F. In both cases the moment produced by T or F cooperates with the moment of the thrust P to make the bogie rotate. T and F are the reactions on the centre cast of the longitudinal stresses produced by the bogie.

of the longitudinal components of the Qfs is equal and opposite to the centre pivot's action. In fig. 9 the two situations are presented in red and green respectively.

That said, UEBELACKER and HEUMANN did not take into account the issue of longitudinal forces, limiting themselves to state that such forces, in any case, work together with the flange forces in causing the bogie to rotate; therefore the worst situation was the one in which there were no longitudinal forces.

In fact, as one may infer from fig. 9, if eqn. (27) is not satisfied the tractive and braking forces, T and F, will cause a shift of the pole M of the friction forces respectively. The condition produces two consequences: the longitudinal components of the friction forces generate a reaction equal and opposite to the tractive or braking force; moreover, from the new geometric configuration of forces, T and F, ease the rotation about their respective pole. This development justifies UEBELACKER and HEUMANN's statements: the worst conditions for the flange force P occur in absence of longitudinal forces.

This observation simplifies the problem having so only one unknown, the ordinate of M_1 or M_2 , thus reassuring at the same time those scholars, because this simplified case provided results favourable to safety. Even accepting this point of view, one cannot avoid to note, as known by today's developments, that the presence of a traction T or a braking F, far from finding a solution according to HEUMANN's scheme, poses a new problem related to the allocation of the same T or F among the four (or more) wheels of the bogie.

On fig. 9, one can notice that the new longitudinal reactions at the contacts depends exclusively from the position of the pole M, and is not bound to any other external influence. It therefore appears that one can state that for HEUMANN and UEBELACKER the condition was irrelevant because their attention was towards the steam locomotives, whose rod actions presented a degree of hyperstaticity that made impossible any calculation of the reallocation of the thrust produced by the steam on the pistons.

Today the distribution of the force T in a bogie is certainly different. For example two independent traction motors on the axles impose the same force T/2 on them. This aspect contradicts the distribution deriving from the friction pole, as it can be seen in fig. 9. Moreover on the single axle, according to the position of the crown upon which the motor's pinion engages, the driving couple should divide itself between the two wheels proportionally to the rotational stiffness of the axle's portions that connect the crown to the wheels. In this last phase the conditional mode is a must, because the coupling constraint wheel-rail is not a rigid one, but provides reactions that are more or less proportional to the creepage between these two parts, until the coulomb friction is reached. For this last condition, an eventual excess of longitudinal force, which is no longer transmissible, is

e quindi la situazione peggiore era quella caratterizzata dalla loro assenza.

Infatti, come può dedursi dalla fig. 9 se la condizione (27) non è rispettata le forze di trazione, T , o di frenatura, F , determinano lo spostamento del polo M delle forze d'attrito rispettivamente in M_1 ed M_2 . La condizione genera due conseguenze: le componenti longitudinali delle forze d'attrito danno luogo ad una reazione eguale ed opposta alla forza di trazione o frenatura che le provoca ed inoltre, nella nuova configurazione geometrica delle forze, sia la trazione T che frenatura F agevolano la rotazione attorno al rispettivo polo. In entrambi i casi si deduce un minor valore di della spinta di bordino P . Questo sviluppo giustifica l'affermazione di UEBELAECKER e di HEUMANN: le condizioni peggiori per la spinta di bordino P si hanno in assenza di forze longitudinali.

Questa osservazione semplifica il problema in quanto lo riduce di un incognita, rappresentata dall'ordinata di M_{12} e rassicurava al tempo stesso quegli studiosi, in quanto il caso così semplificato forniva risultati a favore della sicurezza. Pur accettando questo punto di vista, non si può fare a meno di rilevare, per quanto noto dagli sviluppi odierni, che la presenza di una trazione T o di una frenatura F , lungi dal trovare una soluzione secondo lo schema di HEUMANN, pone un nuovo problema che riguarda la ripartizione della stessa T oppure di F fra le quattro (o più) ruote del carrello.

Con riferimento alla fig. 9 si può notare che la generazione delle nuove reazioni longitudinali al contatto dipende esclusivamente dalla posizione del polo M e sfugge ad ogni altro condizionamento esterno. Sembra perciò doversi affermare che per UEBELAECKER ed HEUMANN la condizione fosse irrilevante, poiché la loro attenzione si concentrava sulle locomotive a vapore, i cui azionamenti a bielle presentavano un grado di iperstaticità che rendeva praticamente impossibile ogni calcolo circa la ripartizione della spinta prodotta dal vapore sui pistoni.

Oggi la questione della ripartizione della forza T per un carrello si pone in maniera diversa. Ad esempio l'azionamento indipendente delle due sale impone l'equiripartizione della trazione T fra esse, aspetto in contraddizione con il criterio della ripartizione imposta dal polo di attrito M_1 , come può facilmente rilevarsi in fig. 9. Inoltre sulla singola sala, a seconda della posizione della corona dentata su cui ingrana il pignone del motore, la coppia motrice dovrebbe ripartirsi fra le due ruote in proporzione alle elasticità torsionali delle porzioni di assile che collegano la corona alle ruote. In quest'ultima frase il condizionale è d'obbligo, in quanto il vincolo d'accoppiamento ruota-rotaia non è rigido ma fornisce reazioni all'incirca proporzionali allo scorrimento fra questi due organi, fino a raggiungere lo stato di attrito coulombiano. Per tale ultima condizione, l'eventuale eccesso di forza longitudinale non più trasmissibile viene trasferito alla ruota gemella, alterando ulteriormente la

transferta alla twin wheel, thus further altering the reallocation of forces in a bogie. If then the two wheelsets are driven by only one engine the problem is further complicated⁽²⁾.

It has to be highlighted how this problem was well known to HEUMANN, because in two points of his book he took up a position both on the problem of the longitudinal forces, and the limitation derived from the hypothesis of coulomb friction. For the longitudinal forces HEUMANN made it clear how their reallocation imposed by the gear type could have a theoretical basis, but the proof was limited to one wheelset in an isolated state. The problem of reallocation in either a multi-axle vehicle or a single bogie remained unsolved.

Later HEUMANN came back to the assumption of coulomb friction [62] by presenting in a qualitative form a diagram in which the coefficient of proportionality between contact and sliding forces increased as the latter increased until the coulomb friction was saturated. HEUMANN however provided two quantitative elements deriving from trials conducted by the VMEV⁽³⁾: the sliding limit, beyond which one has coulomb friction, was estimated to be $1/240$; coulomb friction governs the motion on a curve for radii $R < 360m$. HEUMANN's work also highlights the significant variability of the friction coefficient which had an interval $0.15 \leq f \leq 0.30$. Such interval today is known to be much larger.

3.5. At this point it is convenient to justify the amplitude of the discussion dedicated to HEUMANN's theory. The main reason is that he had set up the verification of the kinematic act of derailment through his method of computing the flange force P . This method, related to the motion along a curve, characterises itself for its clarity, descriptiveness, ease of application, and versatility, all attributes that no simulation model is able to provide in the same way.

4. The acting forces of the guiding axle according to HEUMANN and the derailment condition

4.1. In fig. 10 is shown the wheelset of a generic vehi-

⁽²⁾ Two authors TROITSCH e LEGERIN focused on this problem at the end of the 30's. TROITSCH considered insoluble the problem in the case of bogie with independent axles as it was in contrast with the necessity to have a single active pole. Therefore he devoted himself to the development of an alternative graphic method, with respect to the HEUMANN one. On the contrary LEGERIN developed a theory based on the HEUMANN method and on the attribution of a friction pole to each axle; it indeed represents an absurdity as at the end of the motion act it is not respected the invariability of the contact point geometry.

⁽³⁾ Verein Mitteleuropäischen Eisenbahn Verwaltungen, Union of the Central Europe Railway Administrations

ripartizione delle forze in un carrello. Se poi le due sale montate sono azionate da un unico motore il problema si complica ulteriormente⁽²⁾.

È da mettere in dovuto risalto come ad HEUMANN questa problematica fosse ben nota, perché in due punti della sua trattazione ebbe modo di prendere posizione, sia sul problema delle forze longitudinali, sia sulla limitazione derivante dalla ipotesi di attrito coulombiano. Per le forze longitudinali HEUMANN mise in chiaro come la loro ripartizione imposta dal tipo di azionamento potesse trovare posto anche nell'ambito della teoria ma la dimostrazione fornita si limitava ad una sala montata isolata. Restava quindi insoluto il problema della ripartizione in un veicolo a più assi o in un carrello.

Più tardi HEUMANN tornò sulla ipotesi dell'attrito coulombiano [62], presentando in forma qualitativa un diagramma nel quale il coefficiente di proporzionalità tra forze al contatto e scorrimento cresceva all'aumentare di quest'ultimo sino alla saturazione dell'attrito coulombiano. HEUMANN tuttavia fornì due elementi quantitativi derivanti da prove condotte dalla VMEV⁽³⁾: il limite di scorrimento, al di là del quale si ha attrito coulombiano, poteva stimarsi in 1/240; l'attrito coulombiano governa la marcia in curva per raggi $R < 360\text{m}$. Il lavoro di Heumann sottolinea altresì la notevole variabilità del coefficiente d'attrito, cui veniva attribuito un intervallo $0.15 \leq f \leq 0.30$, intervallo che sappiamo oggi essere molto più ampio.

3.5. E' opportuno giustificare a questo punto l'ampiezza di esposizione dedicata alla teoria di HEUMANN. La ragione principale è che egli impostò la verifica dell'atto cinematico di svio attraverso il suo metodo di calcolo dalla spinta di bordino P. Il metodo si caratterizza in relazione alla marcia in curva per chiarezza descrittiva, rapidità applicativa e versatilità, ciò che nessun moderno procedimento di simulazione riesce a fornire in egual misura.

4. Le forze agenti sulla sala di guida secondo HEUMANN e la condizione di svio

4.1. In fig. 10 è rappresentata una sala montata di un generico veicolo che impegna la rotaia esterna della curva con un angolo α . Il contatto tra sala e rotaie si sviluppa in tre punti: A ed A' sulla fascia di rotolamento e B sul bor-

cle engaging with the outer rail of a curve with an angle of attack α . The contact between axle and rail happens in three points: A and A' on the rolling surface, and B on the flange of the guiding wheel. The case under consideration is the most complex one because of the contact of the wheel in two points A and B. In reality point A can get so close to B to determine the contact in one single point, or better said, in one small area. The simplifications that derive from this fact are not relevant and do not influence the reasoning followed by HEUMANN to derive the definition of derailment limit (fig. 11). The forces acting on A and A' are represented in black and those acting on B in red.

In point B, besides the friction forces, the two bodies in contact because of their shape can only exchange a direct force acting on the common normal at the point of contact. If a sliding occurs it can only happen along the common tangent to the two bodies at the said point, thus determining frictional reactions.

At point B then develops the force S orthogonal to tangent the plane of the wheel and rail, thus inclined with respect to the horizontal. To simplify the reading the determination of point B is outlined in Appendix B.

The external forces acting on the axle are the 2W load, not equally apportioned, the force H and the traction force T. The remaining forces originate, as S, from the wheel-rail coupling. In the points of contact along the rolling surface the quasi-vertical reactions, N and N', produce the frictional reaction forces f_N and $f_{N'}$, with longitudinal components K and K' and transversals G and G'. These forces are shown in black.

The thrust S has itself a component P, parallel to the top of rail, which allows the rotation of the vehicle about the pole M (see fig. 8). The thrust S also causes a tangential frictional reaction f_S , whose components are Z_{fS} and Y_{fS} . These forces are shown in red in the figure. Taking into account that, for small angles, $\sin \alpha \approx \alpha$, the thrust S, with its components, can be moved to A and be considered lying on the vertical plane of the wheel. One can thus neglect a small moment produced by the lever arm AB.

Before going further it is probably worth to say that the before mentioned Authors have considered only curves with a small radius (e.g. $R = 150\text{ m} \div 200\text{ m}$), and despite of this the angle α could be still neglected, i.e. $\cos(\alpha) \approx 1$.

It will be in an extensive campaign of measurements and theoretical analyses done in the USA [49] on light rail transit curves or similar, that results will emerge: the attack angle will assume a fundamental role in determining the derailment limit. A specific paper will be devoted to this topic.

Another aspect, shown first by HEUMANN, is related to the relation between the force P and thrust Y as is meant today. The thrust Y is the one that determines with Q the stress state of the disk of the wheel, and as

⁽²⁾ Su questa problematica fissarono la loro attenzione, alla fine degli anni trenta, due autori TROITSCH e LEGEIN; TROITSCH dichiarò irrisolvibile il problema nel caso di carrello a sale indipendenti, in quanto cozzava contro la necessità di avere un unico polo attivo, e si dedicò allo sviluppo di un metodo grafico alternativo a quello di HEUMANN; LEGEIN invece sviluppò una teoria basata sul metodo di HEUMANN fondata sulla attribuzione di un polo d'attrito per ogni sala, il che è un'assurdità perché al termine dell'atto di moto non viene rispettata la costanza della geometria dei punti di contatto.

⁽³⁾ Verein Mitteleuropäischen Eisenbahn Verwaltungen, Unione delle amministrazioni ferroviarie dell'Europa Centrale.

dino della ruota di guida. Il caso in questione è quello più complesso in conseguenza del contatto della ruota di guida in due punti, A e B. In realtà il punto A può avvicinarsi talmente al punto B da determinare il contatto in un unico punto o meglio su un'unica areola. Le semplificazioni che ne derivano non sono rilevanti e non influiscono sul ragionamento per pervenire alla definizione di un limite di svio (fig. 11). Le forze agenti in A ed in A' sono rappresentate in colore nero e quelle in B in colore rosso.

Nel punto B, prescindendo dalle forze di attrito, i due corpi in contatto, per ragioni di forma possono solo scambiarsi una forza diretta come la normale comune al punto di contatto; se si verifica uno scorrimento questo può avvenire lungo la tangente comune ai due corpi nel punto in questione e determinare così reazioni di attrito.

Nel punto B nasce dunque la spinta S, ortogonale al piano della ruota e della rotaia e di conseguenza inclinata sull'orizzontale. Per semplicità di lettura la determinazione del punto B viene riportata in Appendice B.

Le forze esterne agenti sulla sala sono il carico $2W$, non equiripartito, la forza H e la forza di trazione T . Le rimanenti forze traggono origine, come S , dall'accoppiamento tra ruota e rotaia. Nei punti di contatto sulla fascia di rotolamento le reazioni quasi verticali, N ed N' , danno luogo alle reazioni d'attrito $f N$ ed $f N'$, con componenti longitudinali K e K' e trasversali G e G' . Tali forze sono rappresentate in nero.

La spinta S presenta a sua volta una componente P , parallela al piano del ferro, che è quella che fa ruotare il veicolo attorno al polo M (vedi fig. 8). Anche la spinta S , dà luogo ad una reazione di attrito tangenziale $f S$, avente componenti Z_{fs} ed Y_{fs} . Tali forze sono rappresentate in rosso nella figura. Tenuto presente che $\cos(\alpha) \approx 1$, la spinta S , con le sue componenti, può essere trasportata in A e considerata giacente nel piano meridiano verticale della ruota. Si trascura in tal modo un modesto momento derivante dal braccio AB che è di pochi centimetri.

Prima di andare oltre è il caso di soffermarsi sul fatto che gli Autori fin qui considerati facevano riferimento a curve di raggio molto piccolo (per es. $R=150 \text{ m} \div 200 \text{ m}$)

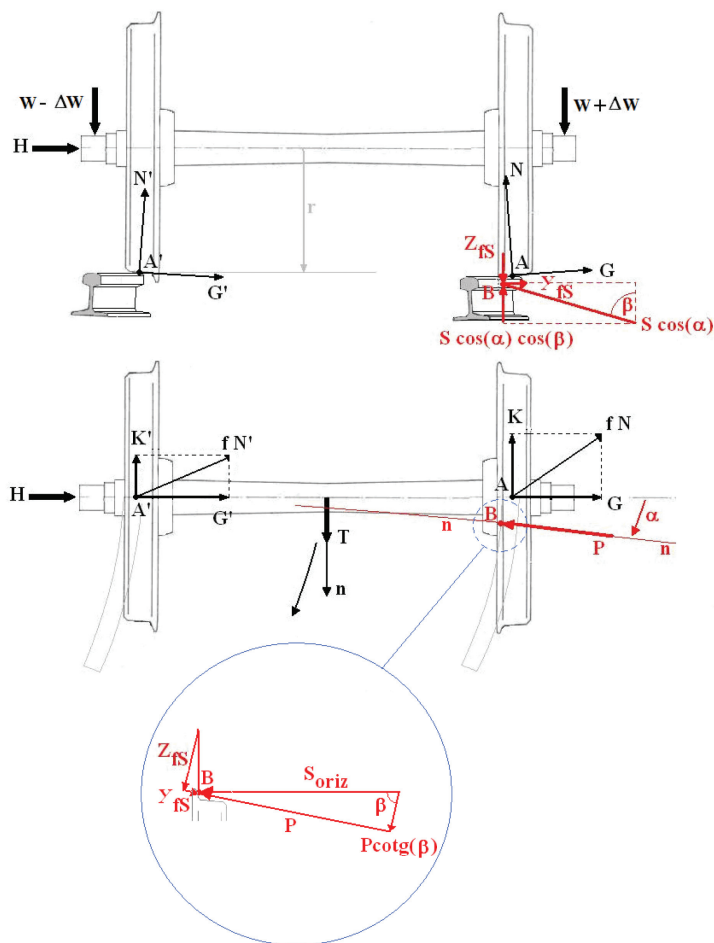


Fig. 10 – Le forze agenti sulla sala montata di guida. Forces acting on the driving wheelset.

such can be measured. Conversely P is that force the actually acts on the flange and influences the stability and derailment. Between these two forces the following relation holds:

$$Y = P - Y_{fs} - G \quad (25)$$

i.e. they are not equal. As a result if this observation HEUMANN makes the derailment dependent not from the ratio Y/Q but from the ratio P/Q . In order to evaluate this ratio it is necessary to express the various forces as a function of the geometry and kinematics of the act of motion. This procedure is very laborious, and fills about 10 pages of HEUMANN's work. Thus we recede from presenting it here, and we introduce instead the final formula for the

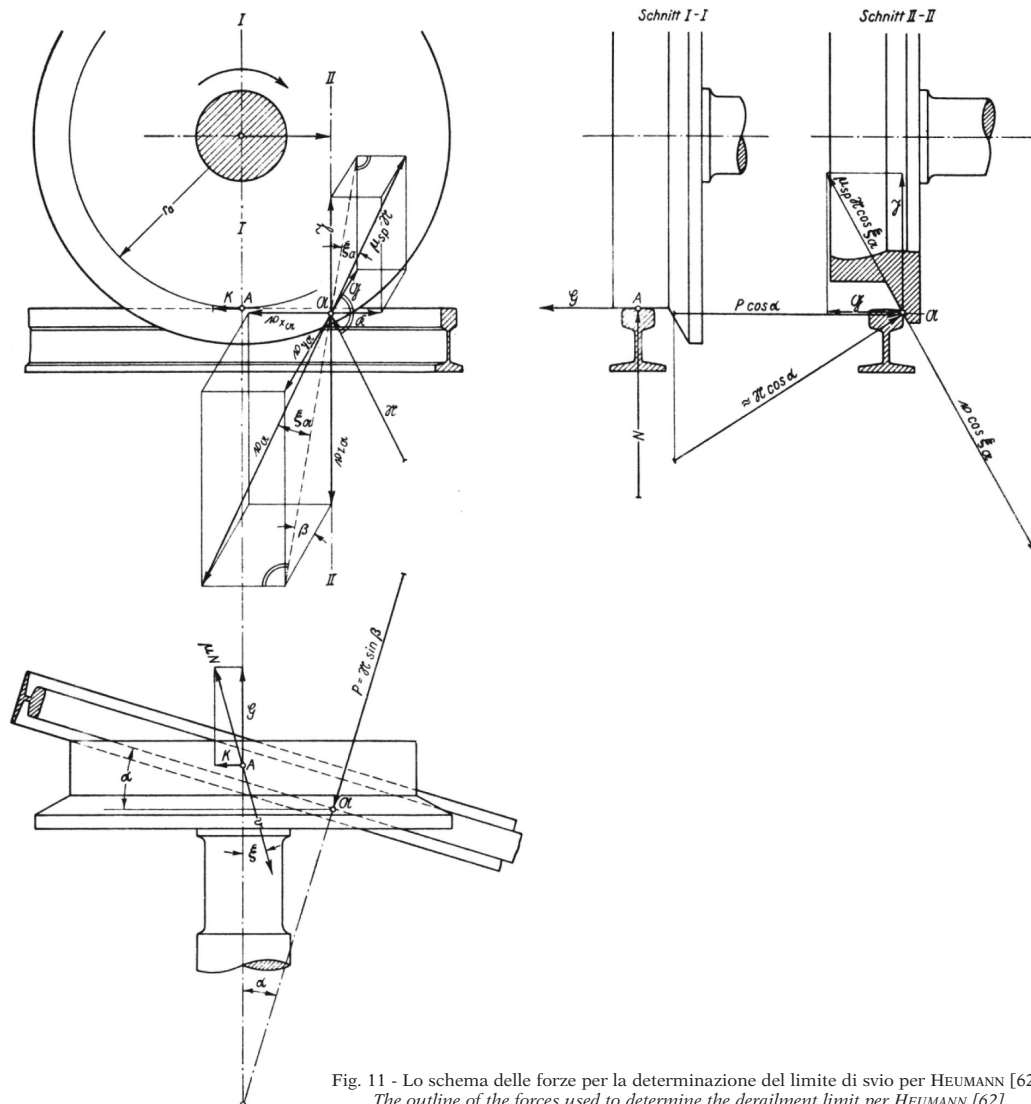


Fig. 11 - Lo schema delle forze per la determinazione del limite di svio per HEUMANN [62].
The outline of the forces used to determine the derailment limit per HEUMANN [62]

e ciononostante l'angolo α restava comunque trascurabile e tale che $\cos(\alpha) \approx 1$.

Sarà in una grande campagna di misure e analisi teoriche condotte negli USA [49] su curve di tipo tramviario o assimilabili che emergeranno risultati, nei quali l'angolo di attacco α assumerà un ruolo di primo piano nella determinazione del limite di svio. A questo argomento sarà dedicato uno specifico articolo.

derailment limit.

At this regard it must be highlighted an innovating consideration by HEUMANN, from which the final expression of the derailment limit will follow.

The various predecessors in fact made use of stochastic-like hypothesis, assuming that the wheel was somehow lifted from the ground, thus eliminating the contact over the rolling surface. CHARTET moreover intended to present

Altro aspetto, che HEUMANN per primo mette in risalto, riguarda la relazione che intercorre fra la forza P e la spinta Y , così come la si intende oggi. La spinta Y è quella che determina insieme a Q lo stato di sollecitazione del disco della ruota e come tale può essere misurata. Invece P è quella forza che realmente agisce sul bordino e condiziona la stabilità e lo svio e fra le due forze in questione sussiste la relazione:

$$Y = P - Y_{fs} - G \quad (25)$$

cioè non sono eguali. In conseguenza di questa osservazione, HEUMANN fa dipendere lo svio non dal rapporto Y/Q bensì dal rapporto P/Q . Per procedere al calcolo di questo rapporto è necessario esplicitare le varie forze in gioco, in funzione della geometria e della cinematica dell'atto di moto. Si tratta di un procedimento molto laborioso che occupa circa dieci pagine nella trattazione originale di HEUMANN. Pertanto qui si rinuncia a presentarlo, introducendo subito la formula finale del limite di svio.

A questo riguardo è da mettere in risalto una considerazione innovativa di HEUMANN, dalla quale discende l'espressione finale del limite di svio.

I vari predecessori ricorrevano infatti ad ipotesi di tipo stocastico, supponendo che la ruota si fosse per qualche ragione sollevata, eliminando così il contatto sulla fascia di rotolamento. CHARTET inoltre si riservava di presentare una trattazione dinamica del fenomeno dello svio, indipendentemente da quella statica, che tuttavia non comparve mai.

HEUMANN, proseguendo rigorosamente nell'alveo dei suoi schemi, fa rilevare che la ruota di guida, così come rappresentata in fig. 10, in realtà poggia sulla rotaia in tre punti, A , A' e B . Se la spinta S aumenta, allora aumentano tutte le forze ad esse collegate ed in particolare le reazioni verticali in B . Queste reazioni, visibili in fig. 10, alleggeriscono l'appoggio in A fino all'annullamento. È a questo punto che può innescarsi lo svio e la forza P in grado di provocarlo viene indicata con P_e , dove il pedice "e" è l'iniziale del termine tedesco "Entgleisung". Il rapporto limite dello svio è quindi fornito da

$$P_e/Q$$

anziché da quello tutt'oggi in uso, Y/Q . Si ricordi al riguardo la relazione che intercorre tra Y e P e quindi col limite P_e , esplicitata dalla (25). HEUMANN faceva sempre riferimento a contatti puntiformi mentre oggi è chiaro che i contatti si sviluppano su aree di tipo ellittico o di forme più complesse, come i cosiddetti "funghetti", per cui la definizione di HEUMANN può essere tranquillamente vista come effetto della transizione graduale da una struttura iniziale di impronta ad un'altra.

Su questa transizione può inserirsi anche quella già illustrata, la quale evidenzia altresì che quando la spinta raggiunge il suo valore massimo la sua collocazione è all'estremo della gola del bordino ed il suo permanere su quel limite o su valori superiori coinvolge il sollevamento della ruota

a discussion about the dynamics of the derailment phenomenon, independently from statics. Such discussion however never appeared.

HEUMANN, rigorously continuing in the line of his schemes, notes that the driving wheel, as shown in fig. 10, actually sits on the rail in three points, A , A' , and B . If the thrust S increases, then all the forces related to the three points also change, in particular the vertical reactions at B . These reactions, shown in fig. 10, alleviate the sitting at A up to its elimination. It is at this stage that the derailment takes off and the causing force is labelled as P_e , where the subscript e is the initial letter for the German word "Entgleisung". The limit ratio of derailment is then given by

$$P_e/Q$$

instead of the one, Y/Q , still in use nowadays. It must be remembered that in this regard the relationship between Y and P and thus, with the limit expressed by eqn. (25). HEUMANN has always referred to pointwise contacts while nowadays it is clear that contacts develop on elliptical areas or more complex forms, such as the so called "small heads" for which HEUMANN's definitions can be easily seen as an effect of the gradual transition from an initial footprint structure to another.

Over this transition one can insert the one already illustrated, thus by further evidencing that when the thrust reaches its maximum value, its point of application is found at the throat of the flange. The act of remaining at that limit or going over it involves the further lifting of the wheel.

4.2. Another innovative aspect of HEUMANN is represented by the consideration of the loading imbalance between the inner and outer wheel as induced by the presence of the force H . To this effect is added the one derived from the suspension deformation due to external transversal forces acting on the body and the one concerning the permanent way elasticity.

4.3. Having expressed all the acting forces through the mentioned laborious analytical procedure, HEUMANN proposes his expression for the derailment limit:

$$\frac{P_e}{Q_0} = \frac{1 - \lambda \frac{r}{s} f \cos(\xi') + \frac{\Delta Q}{Q_0}}{\cot g(\beta) + f_B \cos(\xi_B) - \lambda \frac{r}{2s}} \quad (26)$$

This ratio presents a minimum and a maximum as follows:

$$\left(\frac{P_e}{Q_0} \right)_{\max} \equiv \frac{1 + \frac{\Delta Q}{Q_0}}{\cot g(\beta) - \lambda \frac{r}{2s}} \quad (27)$$

4.2. Un altro aspetto innovativo di HEUMANN è rappresentato dal fatto di considerare lo squilibrio di carico fra ruota esterna ed interna indotto dalla presenza della reazione dei parasale H, ed a questo effetto aggiunge quello derivante dalla deformazione delle sospensioni, in virtù di forze trasversali esterne agenti sulla cassa e quello della elasticità dell'armamento.

4.3. Esplicitate tutte le forze in gioco, con il già menzionato laborioso procedimento analitico, HEUMANN propone l'espressione del suo limite di svio

$$\frac{P_e}{Q_0} = \frac{1 - \lambda \frac{r}{s} f \cos(\xi') + \frac{\Delta Q}{Q_0}}{\cot g(\beta) + f_B \cos(\xi_B) - \lambda \frac{r}{2s}} \quad (26)$$

Il rapporto in questione presenta un massimo ed un minimo, che hanno le seguenti espressioni

$$\left(\frac{P_e}{Q_0}\right)_{\max} = \frac{1 + \frac{\Delta Q}{Q_0}}{\cot g(\beta) - \lambda \frac{r}{2s}} \quad (27)$$

$$\left(\frac{P_e}{Q_0}\right)_{\min} = \frac{1 - \lambda \frac{r}{s} f + \frac{\Delta Q}{Q_0}}{\cot g(\beta) + f_B - \lambda \frac{r}{2s}} \quad (28)$$

Oltre ai simboli noti o rilevabili in fig. 8, si ricorda che f ed f_B sono rispettivamente i coefficienti di attrito sulla tavola di rotolamento e sul bordino mentre le ξ rappresentano l'angolo rispetto all'asse del veicolo della congiungente i punti di contatto con il polo M (vedi ancora fig. 8). Il termine λ dipende dall'elasticità delle sospensioni (monostadio) e della via, essendo:

$$\lambda = \frac{1}{1 + \frac{C_s}{C_{ar}} \left(\frac{k}{s}\right)^2} \quad (29)$$

dove k è la semiampiezza della base elastica della sospensione e C_s/C_{ar} è il rapporto fra la rigidezza della sospensione e quella dell'armamento. A quell'epoca si stimava che λ potesse variare nell'intervallo $0,9 \div 1$ con il minimo per veicoli rigidi come le locomotive a vapore ed il massimo per le carrozze viaggiatori. In altri termini il peso delle rigidezze di sospensioni ed armamento non è rilevante e soprattutto appare poco variabile.

4.4. Più interessante appare un confronto del limite di svio di HEUMANN con quello di POCHET et alii e con quello di CHARTET. Per quanto riguarda il primo confronto è opportuno far intervenire nella (26) l'angolo β , attraverso la sua funzione $\tan(\beta)$ anziché $\cot g(\beta)$, ottenendo:

$$\left(\frac{P_e}{Q_0}\right)_{\min} = \frac{1 - \lambda \frac{r}{s} f + \frac{\Delta Q}{Q_0}}{\cot g(\beta) + f_B - \lambda \frac{r}{2s}} \quad (28)$$

In addition to the known symbols or detectable in fig. 12, we remind that f_1 and f_2 are respectively the friction coefficients of the rolling force and flange force, while the ξ represent the angle with respect to the axis of the vehicle connecting the points of contact and the pole M (see fig. 8). The λ term depends upon the suspension's elasticity (mono - stage) and upon the permanent-way's elasticity, being:

$$\lambda = \frac{1}{1 + \frac{C_s}{C_{ar}} \left(\frac{k}{s}\right)^2} \quad (29)$$

Where k is the half amplitude of the elastic base of the suspension and C_s/C_{ar} is the ratio between the suspension's stiffness and the permanent-way's stiffness. In those days it was estimated that λ could vary in the interval $0,9 \div 1$ with the minimum for rigid vehicles such as steam locomotives, and the maximum for the passenger carriages. In other words the weight of the suspension and track's stiffness is not relevant and most of all appear to be not so variable.

4.4. More interesting is the comparison of HEUMANN's derailment limit with that of POCHET et al., and with that of CHARTET. For the first comparison it may be convenient to use the angle β , through its function $\tan(\beta)$ rather than $\cot(\beta)$, thus obtaining:

$$\frac{P_e}{Q_0} = \frac{\tan(\beta) - \lambda \frac{r}{s} \tan(\beta) f \cos(\xi') + \frac{\Delta Q}{Q_0} \tan(\beta)}{1 + f_B \tan(\beta) - \lambda \frac{r}{2s} \tan(\beta)} \quad (30)$$

while the "historic" expression has the form:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan(\beta) - f_B}{1 + f_B \tan(\beta)} \quad (31)$$

in which with respect to eqn. (30) it has been labelled as f_B the friction coefficient of the flange - rail interface.

While it appears that the two formulas are structurally similar there are however some substantial differences outlined as follows:

- the first difference is the one between P_e and Y : it was already noted with eqn. (25);
- HEUMANN's limit is referred to the nominal loading Q_0 while in eqn. (31) the effective load Q is present. The effect of the loading imbalance is present in HEUMANN with the last term $\tan(\beta) > 1$;
- HEUMANN considers the two friction coefficients f and

$$\frac{P_e}{Q_0} = \frac{\tan(\beta) - \lambda \frac{r}{s} \tan(\beta) f \cos(\xi') + \frac{\Delta Q}{Q_0} \tan(\beta)}{1 + f_B \tan(\beta) - \lambda \frac{r}{2s} \tan(\beta)} \quad (30)$$

mentre l'espressione "storica" ha la forma:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan(\beta) - f_B}{1 + f_B \tan(\beta)} \quad (31)$$

nella quale rispetto alla (30) è stato distinto con f_B il coefficiente di attrito riferito al contatto bordini-rotella.

Fra le due formule è evidente una certa somiglianza strutturale, le differenze invece sono sostanziali ed è opportuno enumerarle:

- la prima differenza è quella fra P_e ed Y che è già stata evidenziata con la (25);
- il limite di HEUMANN è riferito al carico nominale Q_0 mentre nella (31) è presente quello effettivo Q . L'effetto dello squilibrio dei carichi è presente in HEUMANN con l'ultimo termine $\tan(\beta) > 1$;
- Heumann considera separatamente i due coefficienti di attrito f ed f_B ;
- Il termine $\cos(\xi)$ esprime un effetto derivante dalla conformazione del veicolo e dalla situazione delle forze in gioco;
- I denominatori delle due formule differiscono per la presenza in HEUMANN di un termine negativo in $\tan(\beta)$, che per $\beta = 60^\circ$ vale 0,58, il quale esercita un effetto amplificativo sul limite P_e/Q .

Deriva da quanto precede che non si tratta più solo di un'affinazione della trattazione, quella compiuta da HEUMANN rispetto a POCHET et alii, bensì di una nuova visione del problema che impone subito qualche deduzione.

Innanzitutto il modello allora elaborato appare eccessivamente semplificato ed inaccettabile per deficienza di interpretazione del fenomeno. Di esso resta solo il rapporto al primo membro espresso da Y/Q che, non più prodotto di un processo fisico-matematico, rappresenta invece solo un indice che interpreta un fenomeno complesso, in relazione al quale esso fornisce un ragionevole riferimento di sicurezza, come provano i fatti.

Al tempo stesso non va tralasciato di ricordare che la forza Y è una parte di quella P per la quale andrebbero compiute le verifiche di stabilità, ma che al limite le due forze tendono a coincidere, quando per lo svio incipiente cessa il contatto nel punto A di fig. 10.

Va anche ribadito che un altro elemento da sottolineare nella trattazione di UABELACKER-HEUMANN è quello del naturale sollevamento della ruota di guida per effetto della migrazione del punto di contatto dalla fascia di rotolamento al tratto conico (fianco del bordini). Al tempo stesso la ruota di guida tende a comportarsi come una molla fintanto che il punto di contatto non ha raggiunto il tratto conico.

f_B separatamente;

- The term $\cos(\xi)$ esprime un effetto dovuto alla configurazione del veicolo e alle forze coinvolte;
- the denominators in the two formulas differ because of the presence in HEUMANN of a negative term in $\tan(\beta)$, which for $\beta = 60^\circ$ is 0.58: this value exerts an amplifying effect over the limit P_e/Q .

From the above discussion it follows that this is no more a refinement of the discussion developed by HEUMANN with respect to POCHET et al. but rather a new vision of the problem that immediately imposes some deductions.

First of all the model then developed appeared to be excessively simplified and unacceptable due to deficiencies in the understanding of the phenomenon. Of that only remains the ratio on the left hand side expressed by Y/Q . This ratio, not produced anymore by a physical-mathematical process, now represents only an index that interprets a complex phenomenon with respect to which it provides a reasonable reference to safety, as the facts prove.

At the same time one cannot forget that the force Y is part of that force P for which stability trials should be carried out. At the limit however the two forces have a tendency to be the same, when for the incipient derailment the contact at point A of fig. 10 cease to exist.

It should also be emphasized that another element to be highlighted in the HEUMANN-UEBELACKER's discussion is that of the natural lifting of the driving wheel due to the effect of the migration of the point of contact from the rolling layer to the conic region (side of the flange). At the same time the driving wheel has a tendency to behave like a spring until the contact point has reached the conic region.

Finally, for what is concerned with the comparison of HEUMANN's discussion with that of CHARTET, it would be necessary to carry out a parametric study of the same HEUMANN's formula, which we do not feel the need to develop in this context. Something however is possible to expose by using the only parametric analysis done by HEUMANN in relation to the derailment limit, as shown in fig. 12.

Here is shown the change of the limit P_e/Q as a function of the attack angle α expressed in hundredths of radian. Two cases are analysed: one related to wheels with a diameter of 1.44 m on a curve with radius equal to 180 m, and the other related to a 1m diameter wheel on a curve with a radius of 500 m. Comparing these curves with those shown in fig. 2, in particular with the one above left, one can note a similarity of the same curves with an horizontal asymptote having an ordinate slightly shifted in the case of the curve II of HEUMANN (asymptote with ordinates of 1.5 and 1.6 respectively), and the intersection of the y-axis, which for CHARTET was slightly lower than 3 while for HEUMANN was much larger. Similarly one can compare HEUMANN's curves with those

Infine, per quanto riguarda il confronto della trattazione di HEUMANN con quella di CHARTET sarebbe necessario compiere uno studio parametrico sulla stessa formula di HEUMANN, che non si ritiene di sviluppare in questa sede. Tuttavia qualcosa è possibile esporre in relazione all'unica analisi parametrica compiuta da HEUMANN in tema di limite di svio, riprodotta in fig. 12.

Qui viene rappresentata la variazione del limite P/Q in funzione dell'angolo d'attacco α espresso in centesimi di radianti. Sono contemplati due casi, uno relativo a ruote di 1,44 m di diametro su curva di 180 m di raggio e l'altro per una ruota da 1 m di diametro su curva di 500 m di raggio. Confrontando queste curve con quelle di fig. 2 ed in particolare con la prima in alto a sinistra si nota una rassomiglianza delle curve stesse con un asintoto orizzontale di ordinata poco discosta nel caso della curva II di HEUMANN (asintoto di ordinata rispettivamente 1,5 e 1,6) e l'intersezione dell'asse delle ordinate che per CHARTET è di poco inferiore a 3 mentre per HEUMANN è molto più elevata. Analogamente si possono confrontare le curve di HEUMANN con quelle di fig. 3⁽⁴⁾. Il confronto in questione appare così deludente e non poteva essere diversamente, perché HEUMANN rimaneva solidamente ancorato all'ipotesi di attrito Coulombiano mentre CHARTET l'aveva già superata introducendo le forze di pseudo slittamento.

5. Il percorso di svio secondo HEUMANN

5.1. Sul percorso di svio HEUMANN va oltre quanto già valutato da UEBELACKER, sviluppando una più dettagliata analisi dell'accoppiamento dei profili ruota-rotaia e della geometria dello svio per un assegnato angolo α . Tuttavia il risultato evidenziato dallo stesso HEUMANN era che i termini correttivi da introdurre nella formula (20) non avevano conseguenze apprezzabili, per cui la formula anzidetta risultava confermata.

5.2. Nel considerare le varie grandezze geometriche in gioco HEUMANN interpreta il significato del tratto orizzontale Δl_1 di fig. 6, ovvero del tratto conico del bordino, diversamente da quanto esposto da UEBELACKER (che in quelle condizioni dava per scontato lo svio), come una riserva di stabilità prima del collasso. Infatti nel tempo necessario alla migrazione del punto di contatto da B a C, percorrendo Δl_1 , il sistema di forze può modificarsi in senso favorevole alla stabilità. Dal punto di vista teorico non c'è motivo di rigettare una simile ipotesi ma non deve essere neanche dimenticato che i tempi corrispondenti si misurano in frazioni di secondo.

⁽⁴⁾ Si segnala qui un refuso tipografico nel primo articolo di dicembre 2009, nel quale alla fig. 3 si è attribuita la stessa didascalia di fig. 2 si legga al suo posto "Diagrammi del rapporto tra spinta di bordino e conico verticale ricavati da vari autori".

of fig. 3. The comparison considered is so disappointing, and could not be otherwise because HEUMANN was firmly attached to the assumption of the Coulomb friction, while CHARTET had overcome it by introducing the creepage forces.

5. The derailment trajectory according to HEUMANN

5.1. With regard to the derailment trajectory HEUMANN goes beyond to what UEBELACKER had evaluated. HEUMANN had developed a more detailed analysis of the coupling of the wheel-rail profiles and the derailment geometry through a prescribed angle. However the result evidenced by HEUMANN himself was that the corrective terms included in eqn. (20) did not have significant effects, thus confirming the above mentioned formula.

5.2. In considering the various geometric quantities at

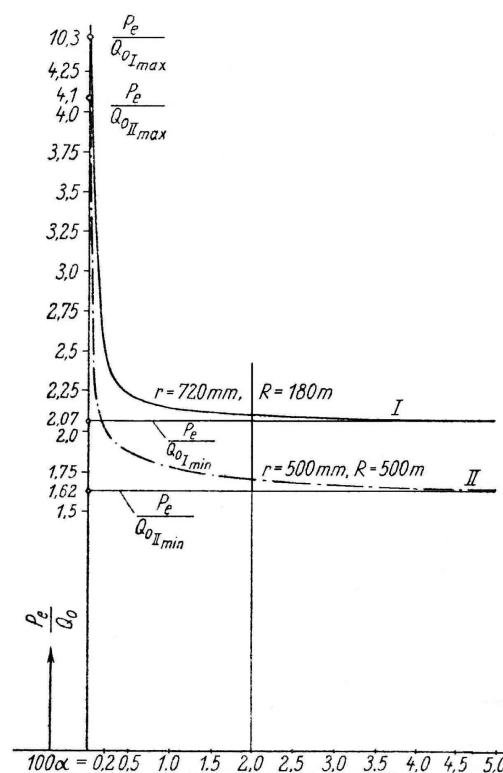


Fig. 12 - Rapporti di svio in funzione dell'angolo di attacco α e per diversi raggi di curva e di ruota [62]. Derailment ratios as a function of the striking angle α and for different radii of curve and wheel [62]

5.3. Pur tuttavia HEUMANN fa scaturire dalla considerazione, di cui al punto precedente, che è proprio la presenza del margine Δl_1 ad opporsi ad un aumento dell'angolo β , che pertanto deve restare limitato nell'intervallo $60^\circ\div 70^\circ$, generalmente accettato.

E' curioso notare come HEUMANN contemperi il rigore di modelli complessi con considerazioni improntate ad un sano empirismo, ottenendo risultati in forma molto semplice.

6. I divulgatori

6.1. L'opera di HEUMANN si manifestò subito in tutta la sua complessità provocando anche polemiche con altri studiosi, di cui vi è traccia già nella sua prima pubblicazione del 1913. Appare quindi naturale che altri autori si siano sforzati di semplificare la trattazione, rendendola in ogni caso più accessibile. Salvo errore, gli autori che più brillantemente si sono cimentati con questo compito sono tre, SACHS, NOTHEN e KRUGMANN.

Cronologicamente il primo è SACHS che all'inizio degli anni '50 dedica alla teoria HEUMANN una trentina di pagine nel suo trattato enciclopedico sul materiale rotabile [18]. Non si tratta di un riassunto, bensì di una selezione di argomenti di più immediato interesse applicativo per un progettista, il tutto presentato con grande chiarezza.

L'interpretazione che SACHS dà della teoria di HEUMANN sullo svio, gli consente anche di sviluppare un procedimento grafico per la verifica di svio.

Poco dopo, nel 1957, NOTHEN presentò su *Glaser's Annalen* due articoli [20] divulgativi, si fa per dire, che proponevano i fondamenti essenziali della teoria di HEUMANN, aggiungendovi un'estensione del metodo del minimo dedicata al caso di coefficienti d'attrito diversi da una sala all'altra.

Ancora nel 1982 KRUGMANN tornò sull'argomento con grandissima chiarezza pubblicando un aureo volumetto che raccoglie tutta quella che era la teoria nota sulla marcia dei veicoli, basata sui fondamentali contributi di KLINGEL, VÖGEL ed HEUMANN. A differenza degli altri due già citati, a proposito dello svio Krugmann enfatizza la formula da NADAL e lascia in ombra quella di HEUMANN. Un elemento originale di KRUGMANN è lo studio delle tracce di svio (Appendice B).

Infine nel 1997 MAHR et alii [40] ripropone la teoria di HEUMANN e ne fa un'applicazione parametrica su larga scala, a quell'epoca ormai fuori tempo, perché non tiene conto né della modellistica più avanzata, già disponibile in letteratura, né della sperimentazione all'epoca oramai nota.

6.2. La bibliografia divulgativa richiamata si fonda su testi in lingua tedesca, che proprio per questa ragione risulta quanto meno poco accessibile. Purtroppo di divul-

play HEUMANN interpreta il significato del segmento Δl_1 di fig. 6, i.e. the conic region of the flange, differently from what was discussed by UEBELACKER (who in those conditions took derailment for granted), as a stability reserve before the collapse. In fact in the time needed for the point of contact to migrate from B to C along Δl_1 the force system can modify itself favourably towards stability. From the theoretical point of view there is no reason to reject such hypothesis, but it cannot be forgotten that the corresponding times are measured in hundredths of a second.

5.3. However HEUMANN infers from the previous consideration that is actually the presence of the margin Δl_1 to oppose itself to an increase of the angle β , which must therefore be bounded in the interval of $60^\circ\div 70^\circ$, as generally accepted.

It is curious to notice how HEUMANN tempers the rigour of complex models with considerations drawn from pure empiricism, and obtaining results in a very simple form.

6. A wider diffusion

6.1. The work of HEUMANN revealed itself immediately in all its complexity and gave origin to some controversies with other researchers since the very first publication in 1913. Other authors tried to simplify the work and make it more accessible. The authors that more effectively dealt with this problem are SACHS, NOTHEN and KRUGMANN.

The first one was SACHS that in the early 50's dedicated about 30 pages to the HEUMANN theory in its encyclopedic treatise on rolling stock [18]. This study is presented with great clarity and it is not a summary but a selection of subjects of particular interest for the designers.

The interpretation given by SACHS on the HEUMANN derailment theory allowed him to develop a graphic method for the derailment verification. In 1957 NOTHEN published on *Glaser's Annalen* two divulging papers [20] proposing the essential bases of the HEUMANN theory integrated with an extension of the "method of the minimum" dedicated to the case of the wheelsets with different friction coefficients.

In 1982 KRUGMANN treated again this subject with great clarity and published an interesting book collecting all the known theories on the vehicle running, based on the fundamental contributions of KLINGEL, VÖGEL ed HEUMANN. Differently from the two researchers before mentioned, KRUGMANN emphasizes the NADAL formula and neglects the HEUMANN one. One of the original elements of KRUGMANN stays in the study of the derailment traces (Appendix B).

Finally MAHR et alii [40] proposed again in 1997 the

gatori in altre lingue ce n'è uno solo ed è KOFFMANN, studioso e progettista di origine ucraina che passò buona parte della sua vita professionale presso le BR.

KOFFMANN aveva il dono della chiarezza e della capacità di scomporre problemi complessi in problemi più semplici, trattandoli con strumenti analitici alla portata di tutti. Nei suoi lavori le trattazioni teoriche sono sempre accompagnate da illuminanti applicazioni numeriche. I quattro lavori richiamati in bibliografia [66÷69] presentano applicazioni del metodo del minimo.

7. Considerazioni finali

7.1. Ci si può chiedere a questo punto perché sia stato dedicato tanto spazio a due autori invece di focalizzare l'attenzione verso una sintesi più concisa.

Questo aspetto dipende da varie ragioni.

Una è l'estensione delle trattazioni originali, le quali non permettono di riassumere la materia trattata in forma più ristretta, senza perderne elementi essenziali. Inoltre gli studi di UEBELACKER e HEUMANN costituiscono un corpo fondamentale per l'analisi dell'interazione ruota-rotaia, alla quale è doveroso dare uno spazio adeguato alle sue funzioni di carattere didattico, soprattutto per i giovani ingegneri. Al tempo stesso è apparso utile tentare di colmare una lacuna della letteratura scientifica non solo italiana ma anche anglosassone.

Non si trascuri infine l'effetto didascalico che la teoria e le rappresentazioni di HEUMANN possono fornire nell'interpretazione dei risultati dei più moderni sistemi di simulazione computerizzata.

7.2. In un quadro più ampio del pensiero scientifico ferroviario questi lavori rappresentano un inizio verso la successiva evoluzione ed un punto di riferimento che non può essere ignorato. Infatti negli anni '50 si concludeva un periodo di studi, alle cui teorie era negato il conforto della verifica sperimentale ciò che ne coartava le possibilità di sviluppo. Dal punto di vista del grado di copertura della materia affrontata, occorre riconoscere anche che UEBELACKER ed HEUMANN, ai quali vanno a pieno titolo associati CHARTET e CARTER, avevano detto tutto quanto si poteva, andando ben al di là dei limiti della cultura ufficiale dell'epoca.

Il pensiero scientifico odierno ci fa riconoscere alcune lacune nelle loro tematiche: in particolare si evidenziano la mancanza di una visione sistematica del veicolo e della via, dell'effetto dell'irregolarità del binario e della complessità strutturale del veicolo e delle sospensioni. Dovrebbe essere evidente però che questi rilievi, ed altri ancora che potrebbero formularsi, sono il frutto della moderna sensibilità, a quei tempi ancora non risvegliata.

7.3. Il risultato principale ottenuto da UEBELACKER ed

HEUMANN theory as a large scale parametric application that was anyway obsolete in those days as it didn't take into account the most advanced modeling techniques, already available in the literature, and the known experimentation.

6.2. The referred divulging bibliography is based on German language texts and for this reason it is not so easily accessible. Unfortunately there was only one person able to divulge it in english: KOFFMANN, thinker and designer of Ukrainian origin, who spent the most part of his professional life by the BR.

KOFFMANN was particularly clear in his exposition and had the capacity to break up complex problems into simpler ones, treating them with easy and common-use analytical tools.

His theoretical works were always accompanied by enlightening numerical applications. The four works referred in the bibliography [66÷69] present some applications of the method of the minimum.

7. Final consideration

7.1. One can wonder now why a so large space was given to two authors instead of focusing the attention on a more concise synthesis.

Such aspect depends on different reasons.

One of them is the extension of the original works that doesn't allow to summarizing the considered topic in a more synthetic way without losing some essential elements. Moreover the surveys by UEBELACKER and HEUMANN represent an important reference for the analysis of the wheel-rail interaction that, taken into consideration its didactic function for the young engineers, is worth of a due and proper space. At the same time it seemed to be useful to try to fill up a lack of the Italian scientific literature.

Finally it has not to be neglected the teaching effect that the HEUMANN theories and representations may have in the interpretation of the results of the most modern computer simulation systems.

7.2. These works represent, in a wider vision of the railway scientific thinking, a beginning towards a subsequent evolution and a reference point that cannot be ignored. Indeed in the 50's a particular research period ended, characterized by theories that couldn't be confirmed with experimental tests and by limited development possibilities. As concern the coverage degree of the studied subject it has to be recognized that UEBELACKER and HEUMANN, as well CHARTET and CARTER, had said everything about the subject going beyond the limits of the official scientific culture at the time.

The modern scientific thinking shows some lacks in

HEUMANN sta nella razionale visione d'insieme della situazione delle forze agenti su un veicolo nonché delle grandezze geometriche e cinematiche che le caratterizzano. Questa capacità di visione era quanto meno carente nei primi autori della scuola francese ed attenuata nella trattazione di CHARTET.

Da questa visione d'insieme sono scaturite nuove prospettive di analisi del fenomeno dello svio. Infatti, ad esempio, aver messo in luce che il "punto" o l'areola di contatto migra lungo il profilo del bordino in funzione della reazione che ivi deve svilupparsi, evidenzia come a questo fenomeno si associ un inevitabile innalzamento della ruota di guida rispetto alla rotaia. In altri termini durante la marcia in curva nel transitorio iniziale è connotato un atto di moto che possiede una sia pur lontana parentela geometrica e cinematica con quello dello svio.

Sulla stessa linea va sottolineata l'importanza dell'aver rimesso in luce quanto osservato da UEBELACKER ed HEUMANN circa il contatto nel tratto conico del bordino che rappresenta un punto critico, anche se fra i due c'era qualche disparità di opinione.

7.4. Un'ultima osservazione è sull'utilità della metodologia che si è fin qui esposta. Non di rado l'interpretazione dei risultati di misure o di campagne di simulazione sulla interazione via-veicolo trova uno strumento interpretativo nel ricondurre tali risultati ad uno schema geometrico e di forze come quello elaborato da HEUMANN.

7.5. Per quanto concerne il fenomeno dello svio purtroppo HEUMANN ha aggiunto un ulteriore elemento di incertezza, distinguendo tra la forza Y e la spinta di reazione P , sottolineando la maggior rilevanza di quest'ultima. Oggi siamo in grado di misurare la prima ma finora nessuno ha misurato la seconda, tuttavia possiamo combinare utilmente il rilievo in sperimentazione di Y ed il calcolo di P , anche se una tale possibilità non risulta sfruttata.

7.6. Ad iniziare da queste considerazioni ci si può interrogare sugli ulteriori sviluppi di uno studio come quello in esame.

Innanzitutto la rilettura organizzata di una amplissima letteratura scientifica, sviluppata alla luce delle conoscenze attuali, appare più che giustificata e potenzialmente in grado di produrre interessanti risultati. In questo senso il prossimo lavoro sarà dedicato all'inquadramento ed alla critica delle esperienze maturate dai cosiddetti "degiatori", cioè di coloro che hanno affrontato il problema dello svio in chiave esclusivamente sperimentale, utilizzando veicoli appositamente concepiti. Di queste esperienze, che peraltro hanno rappresentato il "sogno irrealizzabile" dei ricercatori fin qui rievocati, si cercherà di leggerne ed interpretarne i risultati con "occhi e sensibilità contemporanea" ed alla luce di quelle che furono le aspettative tecniche e scientifiche.

the basic themes: in particular the lack of a systemic view of the vehicle and the track, the effect of the track irregularities and the structural complexity of vehicle and suspensions.

It should be anyway evident that the previous considerations, as well as the possible considerations to come, are the result of the modern sensitivity that was absent at the time.

7.3. The main result achieved by UEBELACKER and HEUMANN is the formulation of a rational view of the forces acting on the vehicle and the relevant geometrical and kinematic characteristics. Such a view capacity was deficient in the first authors of the French School and attenuated in the CHARTET's work.

That system view generated new perspectives of analysis of the derailment phenomenon. Indeed the migration of the contact point or area along the flange profile in function of the reaction that has to develop there, shows that a driving wheel raise with respect to the rail is unavoidably associated to such phenomenon.

In other words, train running in curve does naturally include, in the initial/final transient, a motion act that is in same way related to the geometrical and kinematic characteristics of the derailment.

It has to be even underlined the importance of having highlighted what observed by UEBELACKER and HEUMANN about the contact in the conical section of the wheel flange that represents a critical point, even though there were some differences between their opinions.

7.4. One latest observation concerns the utility of the above described methodology. The results of measures or simulation campaigns concerning the track-vehicle interaction problem can be more easily interpreted by converting these results into a geometrical and force scheme as the one modeled by HEUMANN.

7.5. In the derailment phenomenon HEUMANN introduced, unfortunately, one more element of uncertainty by distinguishing between the force Y and the reaction thrust P and underlining the higher importance of the latter. It is nowadays possible to measure the former but nobody has actually measured the latter till now. We can however conveniently combine the experimental measure of Y with the estimation of P even though such possibility has not been yet exploited.

7.6. Starting from these considerations one can question about the possible further developments of the considered study.

First of all an arranged re-reading of the very wide scientific literature, developed in the light of the present knowledge, appears to be more than justified and potentially capable to give interesting results. In this sense

7.7. Un altro aspetto meritevole di approfondimento, anche se esula dalla linea di questa analisi, è quello dello sviluppo di nuove tecniche di misura dell'interazione ruota-rotaia, ivi incluse geometria e cinematica della marcia di un veicolo in curva, pensate per soddisfare specifiche esigenze di ricerca ed in particolare di validazione di strumenti di calcolo computerizzati.

APPENDICE A

Dimostrazione del metodo del minimo

I bracci delle forze di strisciamento nelle quattro areole di contatto rispetto al polo M (parametro incognito) valgono:

$$a_1 = a_{11} = a_{12} = \sqrt{a^2 + b^2}$$

$$a_2 = a_{21} = a_{22} = \sqrt{(x-p)^2 + b^2}$$

Al tempo stesso i coseni dell'angolo compreso tra i bracci di azione delle forze e l'asse di simmetria del carrello si scrivono come:

$$\cos(\xi_1) = \frac{x}{\sqrt{x^2 + b^2}}$$

$$\cos(\xi_2) = \frac{x-p}{\sqrt{(x-p)^2 + b^2}}$$

Esplicitando l'equazione dei momenti (22) in base alle espressioni riportate sopra si ha:

$$-2fQa_1 - 2fQa_2 + Px = 0 \quad (A1)$$

Inoltre l'equilibrio delle forze trasversali impone che:

$$-2fQ \cos(\xi_1) - 2fQ \cos(\xi_2) + P = 0 \quad (A2)$$

Facendo la derivata dei bracci a_1 e a_2 rispetto ad x si ottiene:

$$\frac{da_1}{dx} = \frac{x}{\sqrt{x^2 + b^2}} = \cos(\xi_1) \quad (A3)$$

$$\frac{da_2}{dx} = \frac{x-p}{\sqrt{(x-p)^2 + b^2}} = \cos(\xi_2) \quad (A4)$$

Derivando l'equazione (A1) rispetto ad x si ottiene:

$$-2fQ \frac{da_1}{dx} - 2fQ \frac{da_2}{dx} + P + x \frac{dP}{dx} = 0 \quad (A5)$$

Sostituendo alle derivate dei bracci le loro espressioni (A3) ed (A4) si ottiene infine che:

$$-2fQ \cos(\xi_1) - 2fQ \cos(\xi_2) + P + x \frac{dP}{dx} = 0 \quad (A6)$$

che confrontata con la (A2) evidenzia che deve essere:

the next work will take into account the experiences gained by the so called "derailers", that is the experiences of the researchers that have faced the derailment problem from an experimental point of view, by using special vehicles.

The results of these experiences, which represented a dream for the above mentioned researchers, will be read and interpreted with a "contemporary sensitivity and view", taking even into consideration the technical and scientific expectations at the time.

7.7. Another aspect that is worth to be deepened, even though it is outside the context of the present analysis, concerns the development of new techniques to measure the wheel-rail interaction, including the geometry and the kinematics of the vehicle motion in curve. These measure techniques should be designed to satisfy specific researching needs and in particular to validate computerized calculation tools.

APPENDIX A

Demonstration of the method of the minimum

The lever arms of the forces at contact points in the four contact areas with respect to the pole M (unknown parameter) are given by the following formulae:

$$a_1 = a_{11} = a_{12} = \sqrt{a^2 + b^2}$$

$$a_2 = a_{21} = a_{22} = \sqrt{(x-p)^2 + b^2}$$

while the cosines of the angles between the action lever arms of the forces and the longitudinal axis of the bogie are:

$$\cos(\xi_1) = \frac{x}{\sqrt{x^2 + b^2}}$$

$$\cos(\xi_2) = \frac{x-p}{\sqrt{(x-p)^2 + b^2}}$$

On the basis of the previous math expressions the moment equation (22) can be written as:

$$-2fQa_1 - 2fQa_2 + Px = 0 \quad (A1)$$

Moreover the equilibrium of the transversal forces imposes that:

$$-2fQ \cos(\xi_1) - 2fQ \cos(\xi_2) + P = 0 \quad (A2)$$

Differentiating the lever arms a_1 and a_2 with respect to x the following relations hold:

$$\frac{da_1}{dx} = \frac{x}{\sqrt{x^2 + b^2}} = \cos(\xi_1) \quad (A3)$$

$$x \frac{dP}{dx} = 0 \quad (A7)$$

e poiché deve sempre essere sempre $x \neq 0$ affinché ci sia rotazione la P dell'equilibrio deve essere un minimo e:

$$\frac{dP}{dx} = 0$$

Su tale ultima condizione si basa la denominazione assegnata al procedimento usato da HEUMANN già nel suo primo lavoro del 1913: il "metodo del minimo".

APPENDICE B

Determinazione delle coordinate del punto in cui si applica la forza di guida

Se si proietta la ruota su un piano ortogonale alla rotaia, per effetto dell'angolo di attacco α tutte le circonferenze come quelle numerate da 1 a 4 vengono viste come ellissi che hanno come semiasse maggiore il raggio r_i della ruota determinato dalla circonferenza e come semiasse minore $r_i \alpha$. L'involuppo di queste ellissi genera il profilo disegnato a tratto e punto ed il contatto con la rotaia avverrà in un punto determinato dall'entità della reazione che la rotaia e la ruota (vedi anche fig. 6), devono scambiarsi.

Di questo punto si conoscono l'ordinata ed il raggio r_i della circonferenza su cui giace. Proiettando il tutto su un piano ortogonale alla ruota contenente r_i si otterrà l'ascissa in direzione x come intersezione fra l'ordinata e la circonferenza di raggio r_i .

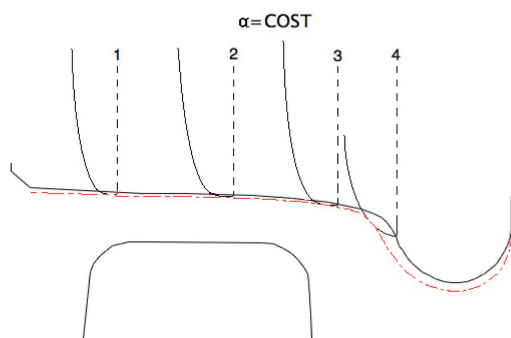


Fig. B1 - Contatto ruota-rotaia per angolo α di attacco costante.
Wheel-rail contact for a constant angle of attack α .

APPENDICE C

Le figure di svio secondo KRUGMANN

Nei suoi lavori segnalati in bibliografia, KRUGMANN evi-

$$\frac{da_2}{dx} = \frac{x-p}{\sqrt{(x-p)^2 + b^2}} = \cos(\xi_2) \quad (A4)$$

Differentiating the equation (A1) with respect to x we obtain:

$$-2fQ \frac{da_1}{dx} - 2fQ \frac{da_2}{dx} + P + x \frac{dP}{dx} = 0 \quad (A5)$$

and replacing the derivatives of the lever arms with their expressions (A3) and (A4) the following relation is finally achieved:

$$-2fQ \cos(\xi_1) - 2fQ \cos(\xi_2) + P + x \frac{dP}{dx} = 0 \quad (A6)$$

that if compared to (A2) commands:

$$x \frac{dP}{dx} = 0 \quad (A7)$$

Moreover, as $x \neq 0$ has to be always true in order to have a rotation, the equilibrium P has to be a minimum and consequently the following relation holds:

$$\frac{dP}{dx} = 0$$

The name given to the procedure used by HEUMANN since his first work in 1913 "Method of the minimum" is based on the previous condition.

APPENDIX B

Determination of the coordinates of the point where the driving force is applied

If the wheel is projected on a plane orthogonal to the rail, all the circumferences, as the ones numbered from 1 to 4, are seen as ellipses because of the attack angle (α) effect. The higher semiaxis is equal to the wheel radius r_i , determined by the circumference, while the lower semiaxis is equal to $r_i \alpha$.

The envelope of these ellipses generates the dot-and-dash profile drawn in figure B.1. The wheel-rail contact will occur in a point that is determined by the reaction exchanged between the wheel and the rail (see even fig.6). The ordinate of such point and the radius r_i of the circumference on which it lies are both known. The projection on a plane containing r_i and orthogonal to the wheel will allow to measure the abscissa in the x direction as intersection between the ordinate and the circumference of radius r_i .

APPENDIX C

Derailment figures according to KRUGMANN

KRUGMANN has shown many times in his works, referred

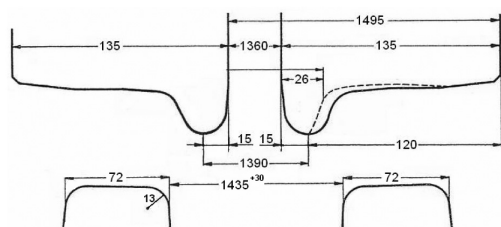


Fig. C1 - Le principali misure della sala montata e della via. *Main dimensions of track and wheelset.*

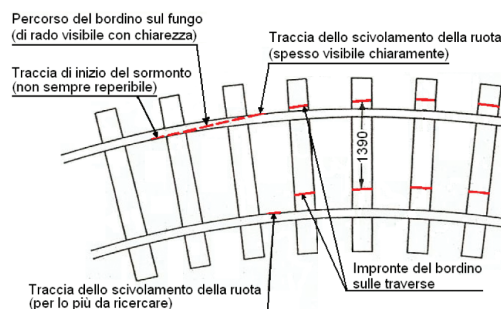


Fig. C2 - Tracce lasciate sul binario da una sala sviata per sormento. *Traces left on the track by a wheelset derailed for overriding.*

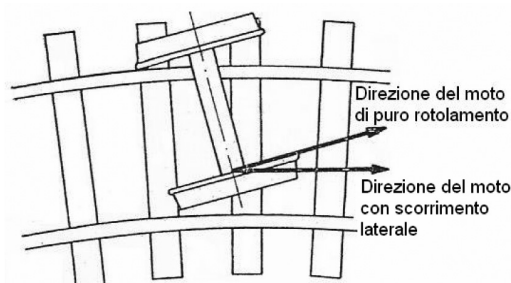


Fig. C3 - Traiettorie oblique di una sala sviata. *Oblique trajectory of a derailed wheelset.*

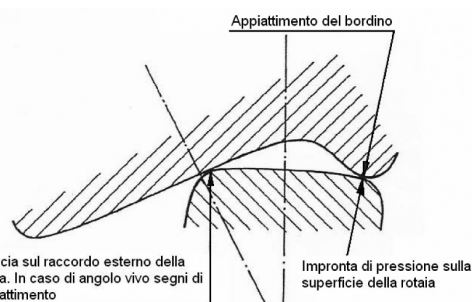


Fig. C4 - Formazione delle tracce prodotte da un veicolo in ribaltamento. *Formation of the traces left by a vehicle during its rollover.*

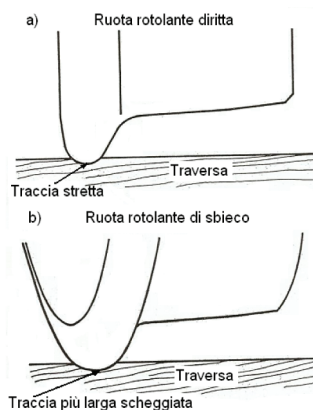


Fig. C5 - Ruota con bordino su traversa in legno: a) rotazione dritta; b) con contemporaneo scorrimento laterale. *Wheel with flange on wooden sleeper: a) straight rotation; b) rotation with contemporary side sliding.*

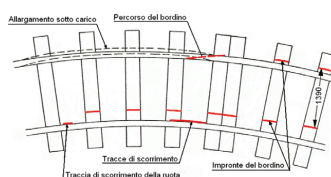


Fig. C6 - Tracce di una sala montata sviata per effetto di allargamento del binario. *Traces of a wheelset derailed for gauge widening.*

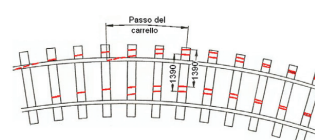


Fig. C7 - Tracce di un carrello sviato. *Traces of a derailed bogie.*

denzia più volte una serie di figure che tipizzano varie situazioni di svio, utili come termini di riferimento per l'interpretazione delle tracce reali rilasciate da veicoli sviati. Nelle figure C1-C7 è riprodotta la serie di riferimento.

in the bibliography, a series of sketches that represent different derailment situations. Such figures are useful, as reference term, for the interpretation of the real traces left by the derailed vehicles. These are summarized in the fig. C1 to C7.

BIBLIOGRAFIA – REFERENCES

- 55) BOEDECKER, *"Die Wirkungen zwischen Rad und Schiene"*, Edizioni Hahn, Hannover 1887.
- 56) UEBELACKER, *"Über die Massenwirkungen bei plötzlichen Richtungsänderungen im Lauf von Eisenbahnfahrzeugen"*, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1 giugno 1930, pagg. 271-294.
- 57) HEUMANN, *"Grundzüge der Führung der Schienefahrzeuge"*, *"Einführung, Geometrie der Berührung von Rädern und Schienen, das Gleiten"*, Elektrische Bahnen, aprile 1950, pagg. 81-91, maggio 1950, pagg. 112-120.
- 58) HEUMANN, *"Allgemeine, die Stellung des Fahrzeugs oder Gestells im Gleis"*, Elektrische Bahnen, luglio 1950, pagg. 159-169.
- 59) HEUMANN, *"Bestimmung der Richtkräfte und der Stellung von Fahrzeugen oder Gestellen mit zwangschlüssig in ihren Rahmen gelagerten Radsätzen"*, Elektrische Bahnen, agosto 1950, pagg. 182-189.
- 60) HEUMANN, *"Schienenrichtkräfte und Stellung der Eingliedrigen drei- und mehrachsigen Fahrzeugen. Mehrgliedrige Fahrzeuge"*, Elektrische Bahnen, novembre 1950, pagg. 255-263, dicembre 1950, pagg. 282-292.
- 61) HEUMANN, *"Wirkungsweise und Verhalten der Nebengestelle im Bogen"*, Elektrische Bahnen, maggio 1951, pagg. 109-118, giugno 1951, pagg. 133-144.
- 62) HEUMANN, *"Verhalten von zweiachsigen Fahrzeugen, deren Radsätzen kraftschlüssig mit dem Fahrzeugrahmen verbunden sind"*, Elektrische Bahnen, novembre 1951, pagg. 277-285, dicembre 1951, pagg. 319-326.
- 63) HEUMANN, *"Verhalten der Fahrzeuge beim Durchfahren von Krümmungsänderung des Gleises"*, Elektrische Bahnen, luglio 1952, pagg. 150-158, agosto 1952, pagg. 181-191.
- 64) HEUMANN, *"Das Kräftespiel am Radsatz"*, Elektrische Bahnen, aprile 1953, pagg. 74-82, maggio 1953, pagg. 105-110.
- 65) HEUMANN, *"Der Lauf in der Geraden"*, Elektrische Bahnen, novembre 1953, pagg. 277-288, dicembre 1953, pagg. 303-313.
- 66) KOFFMAN, *"The case for the BoBoBo arrangement"*, Modern Railways, aprile 1970, pagg. 153-156.
- 67) KOFFMAN, *"The riding qualities of four-wheels wagon"*, Modern Railways, aprile 1971, pagg. 154-158.
- 68) KOFFMAN, *"Limitation of the three-pieces bogie"*, Railway Gazette, maggio 1970, pagg. 379-384.
- 69) KOFFMAN, *"BR Class 40 locomotive suspension modified"*, Railway Gazette, febbraio 1979, pagg. 142-144.
- 70) SANTAMARIA, VADILLO, GOMEZ, *"Influence of creep forces on the risk of derailment of railway vehicles"*, IAVSD, Vehicle System Dynamics, giugno 2009, pagg. 721-752.

Sommaire

LE DÉVIATEUR - CENTS ANS ET PLUS DE RECHERCHES SUR UN PROBLÈME COMPLEXE. L'ÉCOLE ALLEMANDE

Dans ce deuxième article dédié à l'échangeur on analyse la contribution des chercheurs allemands, actifs pendant la première année du vingtième siècle. En particulier l'article fait référence aux travaux fondamentaux de UEBELACKER et HEUMANN, qui par premiers ont résolu le problème de la marche dans le virage des véhicules ferroviaires en inscription libre. Le complexe travail de HEUMANN est particulièrement à signaler pour l'exhaustivité des arguments affrontés et pour son élégance méthodologique. Des autres auteurs sont aussi considérés, se sont engagés dans un effort de divulgation d'une théorie plutôt complexe. Certaines affirmations de UEBELACKER et HEUMANN ont permis d'élaborer une nouvelle vision de l'évolution de l'accouplement entre roue et rail, en particulier pour ce qui concerne la migration du point de contact le long du profil de la jante en fonction de l'entité de la poussée à transmettre. Des considérations finales sur l'actualité et utilité de ce type d'investigations et sur les perspectives de développement.

Zusammenfassung

DIE ENTGLEISUNG. EIN MEHR ALS HUNDERTJÄHRIGER FORSCHUNGSPROZESSE ÜBER EINEM UMSTÄNDLICHEN PROBLEM. DIE DEUTSCHE SCHULE.

Dieser zweite Artikel über dem Entgleisungsproblem ist den deutschen Forschern gewidmet, die in der ersten teil des XXn Jahrhunderts tätig waren Hervorragende sind die Arbeiten von UEBELACKER und HEUMANN, die als erste das Problem des freien Bogenlaufs von Eisenbahnfahrzeugen lösten. Dazu ist es die Ausgehntheit und Verfahrenseleganz des Beitrags von HEUMANN zu bemerken. Es folgten verschiedene Autoren, die wegen ihrer Verbreitungsbemühungen dieser komplexen Theorien bemerkenswert sind. Von einigen Aussagen von HEUMANN und UEBELACKER ist eine neue Betrachtungsweise des halbstatistischen Behnens von Rad und Schiene, in dem das Berührungspunkt entlang das Radprofil in Abhängigkeit der Grosse des Spurführungskraft sich bewegt. Endliche Betrachtungen über das Nutzen von diesen Forschungen und weiteren Entwicklungsperspektiven.