

NSB. teknikk

2
1980

Teknisk informasjon fra Norges Statsbaner



Bevegelige bruer



Bru over Drammenselven

I NSB-teknikk nr. 3/1979 kom vi i skade for å skrive at NSB har hatt tre svingbruer i drift, nemlig Nidelv bru i Trondheim, bru over Drammenselva og bru over Tista i Halden.

Vi er blitt gjort oppmerksom på at det i sin tid også var et svingspenn over Nygårdstrømmen i Bergen. Det var bygget i 1881, men ble i 1920 lagt inn i bru over Drammenselva (Brakerøyløpet).

Det har dessuten vært et svingspenn over Ravnkloa i Trondheim. Også dette var bygget i 1881 og ble i

1920 lagt inn i bru over Drammenselva i Strømsløpet.

Disse spenn ble ikke liggende lenge i Drammen, for allerede i 1930 ble brua totalt ombygget, slik vi ser den i dag. I den nye brua fikk Brakerøyløpet bare faste spenn, med en samlet lengde på 547 m. Av disse er det to fagverkspenn, hvert på 60 m spennvidde og 23 platespenn. I Strømsløpet fikk den nye brua et stort svingspenn med 2 x 40 m spennvidde. Det er dessuten 4 faste fagverkspenn og 12 platespenn, slik at

total lengden her er 451 m. Øverste bilde viser svingspennet og de faste fagverkspenn i Strømsløpet.

På nederste bilde er vist hvorledes det ferdig sammenbygde svingspenn den 4. april 1930 ble fløtet på plass, båret av to store tanklektene. Spennet har en total lengde på 80 m og veier 254 tonn.

Da den nye vegbrua til Holmen ble bygget for noen år siden, ble det slutt med trafikken av større skip forbi brua, og svingspennet ble gjort om til fast spenn.

Informasjonsblad
for Norges Statsbaner

Årgang 6, 1980
Nummer 2

Utgiver:
Norges Statsbaner
Hovedadministrasjonen
Storgt, 33
Oslo 1

Telefon: (02) 20 95 50.



Redaksjonsutvalg:
F. Holom (formann)
P. Bøyum
O. Evenmo
K. Igelkjøn
H. Karlsson
I. Rustad
S. Tennebø

Avdelingskontakter:
J. Svendsen, B.
Å. Dale, E.
A. Enerud, M.
A. Nordby, M/Tekn. lab.
T. Vasset, D/Pla.
S. E. Grønland, S.org.
K. Mathisen, Plak.

Distriktkontakt:
J. N. Ly, Oslo d.

Sats, repro og trykk:
Grøndahl & Søn Trykkeri

Opplag: 3000
Ettertrykk tillatt når kilde
oppgis

ISSN 0333-0214

*Omslagsbildet:
Avsporinger skyldes ofte uheldig
samspill mellom vognens last,
konstruksjon og vedlikehold, og
sporets tilstand. Hovedartikkelen
i dette nummer behandler avspo-
ringssikkerhet for godsvogner.*

Innhold

Meulman, J.: Sikkerhet mot avsporing av godsvogner ved lav hastighet. (Prevention of derailment of goods wagons at low speed.) (NSB-Teknikk, vol. 6 (1980), no. 2, pp. 48–65)

s. 48

After an examination of the general problem of derailment, a critical survey is given of the work done by the ORE-commission B 55 in the period 1963–1975. This commission dealt with the problem of the «Prevention of derailment of goods wagons on distorted tracks».

Critics concern a.o. the overlook of the influence of the cant, of the transversal excentricity of a light load and of the influence of the load on the torsional strength of the wagon.

The report 6 of the commission B 55 should have been the final report, but derailments of new wagons which were built in accordance with the directives of this report caused that the commission continued the work, a.o. to deal with the problem of the cant.

At NSB, derailments have frequently occurred in curves with distorted track, with a cant greater than 50 mm. The combination of a cant and a distortion causes that admissible limit of track-distortion should be much lower than the limits given by ORE B 55. Turning of tyres with a flange-angle of 60° should be stopped. The principle should be accepted to limit the axle-distance of non-bogie wagons to 9 m. Measuring of the torsional strength should be introduced as a routine check in the workshops.

Heiberg, Thv. og Kristiansen B.: Elektrotekniske installasjoner ved Oslo Sentralstasjon	s. 65
Amundsen, Audun: Flåmsbanelokomotiver	s. 70
Amundsen, Audun: Spesialvogner for transport av langt gods	s. 72
Nytt fra ORE, UIC m.v. Ved T. Eriksen (M), J. Meulman (B) og I. Pedersen (E)	s. 74
Bruserien: Bru over Drammenselven. Per Hektoen ..	Omslagets s. 2
Lokserien: Type EI 14 og Type 27. Ved A. M. Waaler	Omslagets s. 3 og 4

Sikkerhet mot avsporing av godsvogner ved lav hastighet

Av overingeniør J. Meulman

Denne artikkel bygger på undersøkelser foretatt av «Office de Recherches et d'Essais» (ORE) av spørsmålet «Sikkerhet mot avsporing av godsvogner i vindskjevt spor».

1. Innledning

Avsporinger av godsvogner ved lav hastighet forekommer dessverre altfor ofte, særlig på arbeidsplasser og ved gjennomkjøring av overhøydramper i spor med «utilstrekkelig justeringsstandard».

Avspøringsproblemet er et tverrfaglig problem som vedrører konstruksjon og vedlikehold av det rullende materiell på den ene siden og sporet på den andre siden. Både norske og utenlandske godsvogner trafikkerer våre strekninger. Disse vogner blir nesten alle konstruert i henhold til internasjonale normer utarbeidet av UIC og delvis basert på undersøkelser av ORE. Undersøkelsene som foretas av ORE-utvalget B 55, har i denne forbindelse stor interesse. Ved å gjennomgå rapportene og retningslinjene som inntil nå er utarbeidet av dette utvalget, får man et innblikk i det vanskelige problemkomplekset som består i å finne et brukbart kompromiss mellom vognen og sporet. Men først noe om avspøringsproblemet generelt.

2. Avspøringsproblemet

2.1. Det såkalte Y/Q-forholdet

De aller fleste avsporinger har som årsak at det ved et av hjulene oppstår et for stort forhold mellom sidekraften «Y» og hjulkraften «Q». Når dette forhold overskrider en bestemt verdi, kan hjulflensen klatre opp mot skinnens kjørekant. Det er vognens eller boggiens ledende hjul som kan få denne tendensen, dvs. det hjulet i den forreste aksel som ruller på den ytre skinnestrengen i en kurve. Ved lav hastighet i et spor med overhøyde kan hjulkraften på den ytre strengen (Q_a) bli meget liten, mens føringskraften (Y_a) blir relativ stor. Følgelig blir forholdet Y_a/Q_a stort.

Fig. 1 viser de geometriske forhold og de krefter som ut fra tyngdekraften gir hjultrykkene Q_a og Q_i i et spor med overhøyde ved lav hastighet.

ΔQ_h er forandringen av hjultrykk på grunn av overhøyde h.

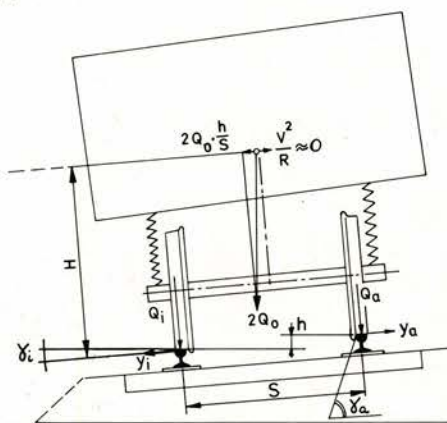


Fig. 1.

$$H \cdot 2Q_0 \cdot h/S = \Delta Q_h \cdot S$$

$$\Delta Q_h = 2Q_0 \cdot h \cdot H/S^2$$

$$Q_a = Q_0 - \Delta Q_h$$

$$Q_i = Q_0 + \Delta Q_h$$

Fig. 2 og 3 viser tverrsnitt over det ledende hjul og ytre skinnestreng med kreftene som utøves av skinneskanten mot det roterende hjulet. Hjulet berører skinnen i ett punkt, såkalt én-punktsberøring. Dette er en normal

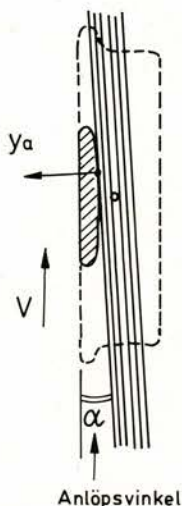


Fig. 2.

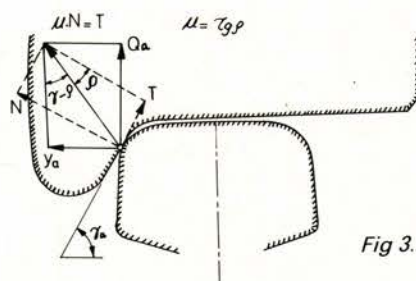


Fig. 3.

— ikke farlig — situasjon. Men denne situasjonen kan bli farlig hvis Y/Q -forholdet i tilstrekkelig lang tid overskrider en bestemt kritisk grense.

For å bedømme mulighetene til oppkltring av hjulet, betrakter vi resultatanten av kreftene Y_a og Q_a . Denne dekomponeres i en tangentialkraft T — i retningen av fellestangenten for hjulprofil og skinneprofil — og en normalkraft N som vist på fig. 3.

Det roterende hjul kan bare løfte seg hvis hjulflensen finner tilstrekkelig friksjon mot skinnens kjørekant, dvs. hvis:

$$\mu \cdot N \geq T$$

μ = friksjonskoeffisient flens-kjørekant.

Oppfylles ikke denne betingelse vil hjulflensen ikke være i stand til å klatre.

Den kritiske grense oppnås når følgende gjelder:

$$\mu \cdot N = T$$

eller

$$\mu = \text{tg} \varrho = T/N$$

(ϱ = friksjonsvinkelen).

Det kritiske Y/Q -forholdet blir:

$$\frac{Y_a}{Q_a} = \text{tg} (\gamma_a - \varrho) = \frac{\text{tg} \gamma_a - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg} \gamma_a}$$

(Nadals formel)

γ_a = hjulets flensvinkel, dvs. vinkelen mellom fellestangenten i berøringspunktet og sporplan.

Ovenstående formel viser at stor friksjon (tørre og nye, rustede skinner) og liten flensvinkel (nydreide hjul etter gammel 60°-profil) begunstiger avsporingen. I alminnelighet regnes med en friksjonskoeffisient av $\mu = 0,4$ som representerer tørre skinner og hjul uten flenssmøring. Det kritiske Y/Q -forholdet = 1,2 for hjul i henhold til UIC-Fiche 510-2 (ORE's «slitasjeprofil» [14]) med flensvinkel $\gamma_a = 70^\circ$.

Dette gjelder for $\mu = 0,4$ som gir $\varrho = 21,8^\circ$.

For nydreide hjul etter gammel profil med flensvinkel 60° blir forholdet $Y/Q = 0,8$.

I henhold til Nadals formel gir ORE-profilen således en sikkerhet mot avsporing som er 50 % større enn for det gamle profillet. Dette profillet vil som følge av slitasjen etter

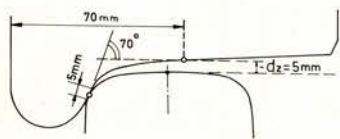


Fig 4.

hvert få en form og en flensvinkel som tilnærmet tilsvarer ORE-profilen, men først må det kjøres flere tusen km.

To bemerkninger:

1. NSB har besluttet å innføre ORE-hjulprofilen for alle godsvogner, men omstillingsprosessen er ennå ikke fullført.

2. ORE-utvalget B 55 har basert alle beregninger på antagelsen at flensvinkelen er 70° og det kritiske Y/Q-forholdet 1,2.

Fig. 4 viser ORE-hjulprofilen. Avsnittet hvor flensvinkelen er 70° har en lengde av 5 mm i overensstemmelse med observasjonene — dvs. profilmålinger av slitte hjul — som profilen er basert på.

Figuren viser hjulet med 5 mm løft. Denne situasjonen er ennå ikke farlig. Men hvis Y/Q-forholdet er større enn det kritiske i tilstrekkelig lang tid, kan hjulet ytterligere løfte seg og berøringspunktet kan da nå det lave avrundede området med avtagende flensvinkler. Videre oppklatringer er da sannsynlig.

2.2 De nyeste undersøkelser

Kunstige avsporingforsøk, foretatt i 1978 av British Railways for ORE-utvalget C 138, skaffer et innblikk i forløpet av oppklatringer. Man har fremkallet 48 kunstige oppklatringer ved meget lav hastighet, slik at det var mulig å få en kontinuerlig registrering av krefter, vinkler og høyder. Figurene 5, 6 og 7 er hentet fra C 138-Rapport 3 [8]. Fig. 5 viser en avsporing av «Type 1» med kvasistatisk karakter. Fig. 6 viser en «mislykket avsporing» — «Type 2» — med stadig oppklatringer inntil 8 mm, mens hjulet hver gang glir ned. Fig. 7 viser en avsporing av «Type 3» med dynamisk karakter, der hjulet i første fase glir ned hver gang når oppklatringer har begynt.

På grunn av en statistisk bearbeidelse av disse prøveresultater, har ut-

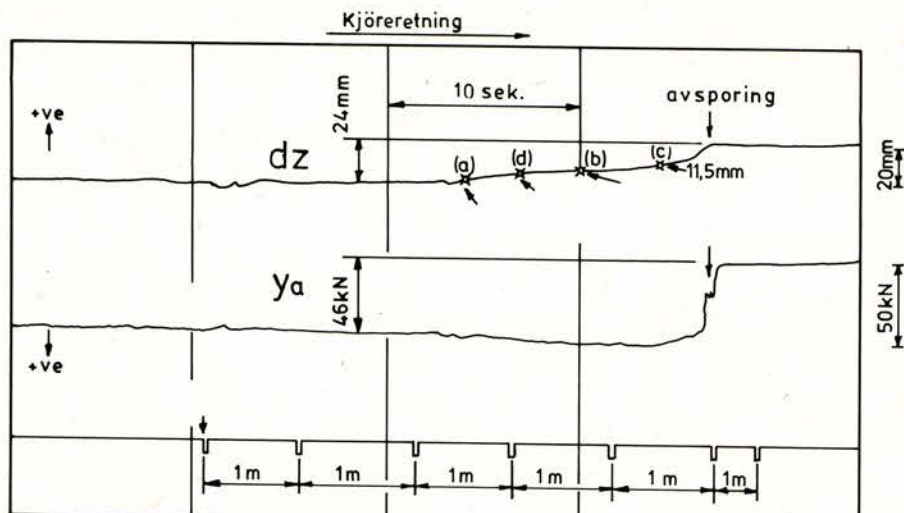


Fig 5.

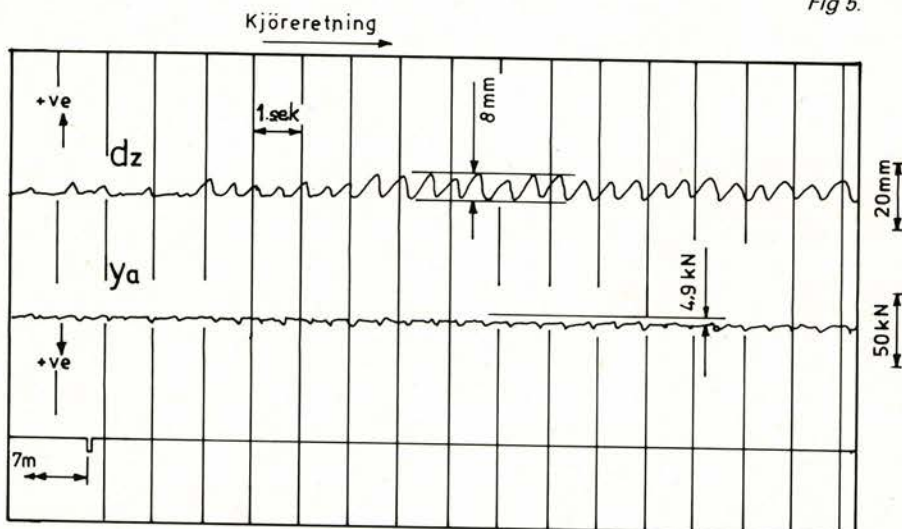


Fig 6.

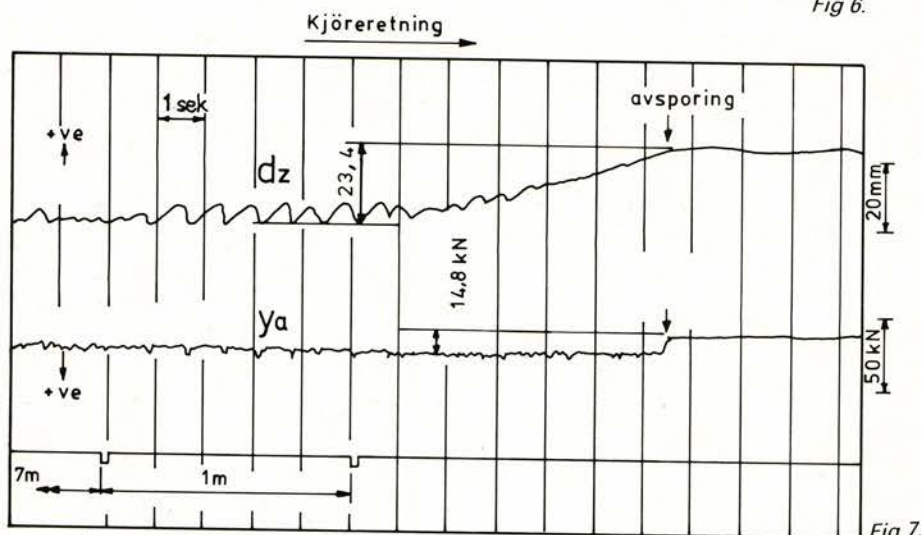


Fig 7.

valget ORE 138 funnet at størrelsen av det kritiske Y/Q-forholdet avtar med størrelsen av hjulets anløpsvinkel, en bekreftelse av resultatene fra tidligere undersøkelser som er foretatt i Japan. Anløpsvinkelen er vinkelen mellom skinnestrengen og hjulets flate som oppstår på grunn av de begrensede muligheter for akslene til å oppnå en radial stilling, dvs. vinkelen α i fig. 2 og 8. Resultatene vises i fig.

9. For $\alpha = 0$ var det kritiske Y/Q-forholdet for tørre skinner og BR's normale hjulprofil med flensvinkel 68° gjennomsnittlig så stor som 2, og for $\alpha = 1,5^\circ$ blir forholdet 1,2. Tar man hensyn til spredningen av måleresultatene og regner med standardavvikelse på 1, blir det kritiske Y/Q-forholdet 1,5 henholdsvis 0,75. Y/Q-forholdet som ORE-utvalget B 55 har regnet med, inneholder således ikke

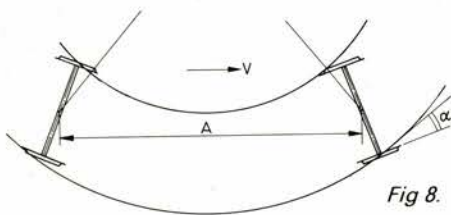


Fig 8.

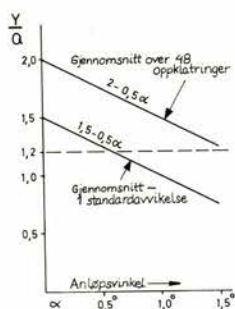


Fig 9.

sikkerhetsmarginer når det gjelder vogner med stor akselavstand, som i skarpe kurver ofte vil kjøre med anløpsvinkler over 1° .

2.3 Forholdet Y/Q i en overhøydde rampe med justeringsfeil

En overhøydde rampe er en kombinasjon av en overhøyde og en vindskjevhet. Ved lav hastighet — når sentrifugalkraften er neglisjerbar — forårsaker overhøyden en forminskning av hjulkreftene på ytre streng for alle hjul som vist i fig. 1. Vindskjevheten forårsaker en ekstra avlastning av hjulkraften på ytre streng av det hjulet som befinner seg på det laveste sted på denne strengen, dvs. hjul nr. 1.1 i fig. 10. For dette hjulet gjelder:

$$Q_a = Q_o - \Delta Q_h - \Delta Q_g - \Delta Q_L$$

Q_o = den gjennomsnittlige hjulkraft, dvs. 25 % av vognens tyngde når det gjelder en 2-akslet vogn.

ΔQ_h = forandring av hjultrykk på grunn av overhøyden (h_A)

ΔQ_g = forandring av hjultrykk på grunn av sporets vindskjevhet (g)

ΔQ_L = forandringer av hjultrykk på grunn av lastens eksentrisitet.

Som fig. 10 viser kan sporfeil i stor grad influere på størrelsen av ΔQ_g . Vognen befinner seg i en vindskjevhet av g ‰, som på grunn av utilstrekkelig justering eller setninger etter at justeringen er blitt foretatt, er blitt betraktelig større enn den tilskitete rampestigningen som er g_T ‰.

Hulkraftforandringen ΔQ_g skyldes både sporet og vognens konstruktive utførelse.

$$\Delta Q_g = g \cdot C_{tA}$$

C_{tA} = vognens totale torsjonsstivhet i kN/‰. Denne faktor — som vi skal komme tilbake til — kan i stor grad influeres av vognbyggeren.

Hulkraftforandringen ΔQ_h skyldes praktisk talt bare sporet, og fremgår av avsnitt 2.1 og fig. 1.

$$\Delta Q_h = h \cdot \frac{H}{S_2} \cdot 2 Q_o$$

h = overhøyden, S = avstand skinnene c/c = 1,5 m, H = høyden av vognens tyngdepunkt over sporplan.

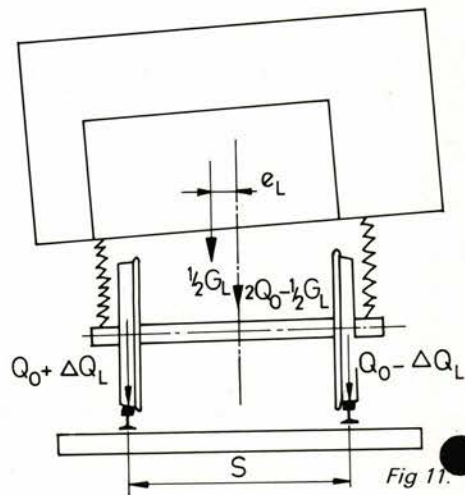


Fig 11.

Vognbyggeren kan bare — og i meget liten grad — influere på faktoren H .

Hjulavlastningen kan ytterligere forminskes som følge av sideveis eksentrisitet av vognens last. Dette har en tilsvarende virkning som overhøyden når vognens stilling er slik at eksentrisiteten er rettet mot sporets indre streng, slik det fremgår av fig. 11.

$$\Delta Q_L = \frac{G_L \cdot e_L}{2 \cdot S}$$

For en vogn med eksentris last blir hjulkraften for det førende hjul, dvs. hjul nr. 1.1 i fig. 10

$$Q_a = Q_o - \Delta Q_h - \Delta Q_g - \Delta Q_L$$

For hjul 1,2 i fig. 10 gjelder

$$Q_i = Q_o + \Delta Q_g + \Delta Q_h + \Delta Q_L$$

Størrelsen av føringskraften (Y_a) er ved lave hastigheter i stor grad avhengig av tverrkraften som virker på det motsatte hjul, dvs. hjulet på indre streng (hjul nr. 1.2 i fig. 10). Denne kraften — Y_i — er en friksjonskraft som øker proporsjonalt med hjulkraften på indre streng, dvs. med Q_i . Tilnærmet gjelder som vist i fig. 1:

$$Q_a + Q_i = 2 Q_o$$

$$Y_i = \text{tg}(\gamma_i + \varrho_i) Q_i$$

$$Y_a = Y_i - 2 Q_o \cdot h/S$$

$$Y_a = \text{tg}(\gamma_i + \varrho_i) Q_i - 2 Q_o \cdot h/S$$

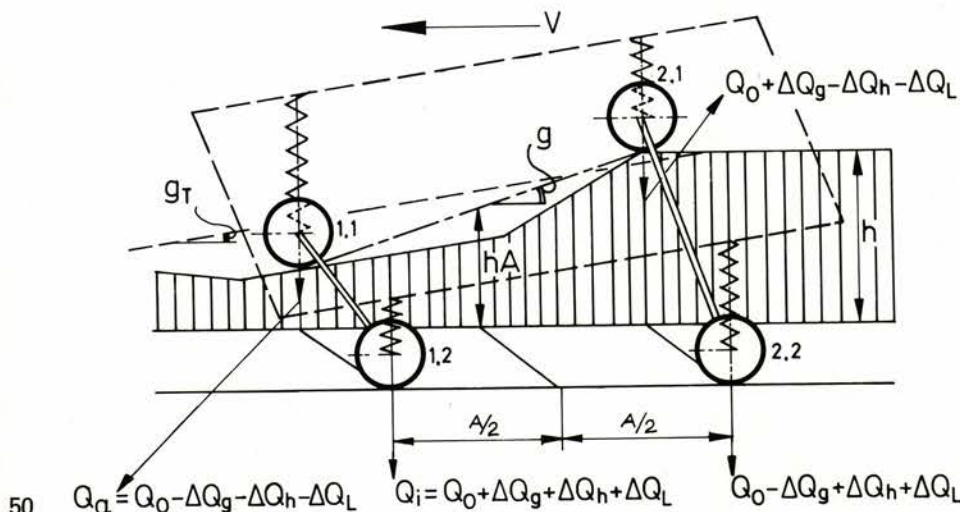


Fig 10.

Dette kan også uttrykkes på følgende måte:

$$Y_a = f \cdot Q_i - 2 Q_o \cdot (h/S)$$

$$Y_a = f \cdot (Q_o + \Delta Q_h + \Delta Q_g + \Delta Q_L) - 2 Q_o \cdot (h/S)$$

$$f = \text{tg} (\gamma_i + \varrho_i)$$

γ_i = vinkelen i forhold til sporplan av fellestangenten i berøringspunktet hjul/skinne på indre streng. Denne vinkelen er meget liten.

ϱ_i = friksjonsvinkelen hjul/skinne som er avhengig av akselens anløpsvinkel (α). Ved stor anløpsvinkel kan f oppnå størrelser over 0,5.

Overhøydens innflytelse kan medføre en liten forminskning av Y_a , men det er ikke slik — som mange forestiller seg — at «vognen legger seg mot indre streng». Den positive faktoren i formelen er alltid betraktelig større enn den negative (komponenten av akselkraften i sporplan). Dessuten influerer overhøyden på faktoren f , som vil øke noe, fordi overhøyden bevirker en økning av anløpsvinkelen ved lav hastighet.

Tar vi nå alle faktorer i betraktning som ble behandlet i det ovenstående, kan Y/Q -forholdet skrives på følgende måte:

$$\frac{Y_a}{Q_a} = \frac{f \cdot (Q_o + \Delta Q_h + \Delta Q_g + \Delta Q_L) - 2 Q_o \cdot (h/S)}{Q_o - \Delta Q_h - \Delta Q_g - \Delta Q_L}$$

3. Hvordan utvalget B 55 har angrepet problemene

3.1 Vogner uten torsjonsstivhet

Da utvalget begynte sitt arbeidet i 1963 diskuterte man først mulighetene for å bygge vogner uten eller med meget liten torsjonsstivhet. Slike vogner må konstrueres i analogi med «et bord på 3 ben», jfr. fig. 12. For 2-akslede vogner betyr dette at én av akslene må monteres i en én-akslet boggi.

For boggivogner er løsningen enklere. For begge vogntyper må vognkassen få en meget stor torsjonsstivhet. Slike løsninger medfører en stor fordyrelse av vognene og målsetningen oppnås bare delvis fordi hjulkraftforandringene som følge av overhøyden og eksentrisk belastning

(ΔQ_h og ΔQ_L) overføres i sin helhet til denne akselen eller boggien hvor vognkassen hviler i 2 punkter. Dermed får denne allikevel store avlastninger av hjulene på indre streng og pålastninger av hjulene på ytre streng:

$$Q_a = Q_o - 2 (\Delta Q_h + \Delta Q_L)$$

$$Q_i = Q_o + 2 (\Delta Q_h + \Delta Q_L)$$

Utvalget kom snart til den konklusjon

at man burde begrense problematikken til de tradisjonelle godsvogner. Som vi vil se i det etterfølgende, ble utvalget gjennom studier av disse vogner hele tiden konfrontert med problemet at flere moderne vogntyper ikke kunne tilfredsstillende sikkerheten mot avsporing hvis man tok som utgangspunkt at mange ugunstige omstendigheter skulle opptre samtidig. Problemet kan følgelig bare løses hvis det gjennomføres strenge toleranser, både hva angår sporet og vognene.

3.2 Forenkling av problematikken

Utvalget konsentrerte seg om en stor rekke prøver i en kurve med radius 150 m med en stor innebygget vindskjevhet, men uten overhøyde. Er en vogn avsporingssikker i denne kurven, vil den også være det i en kurve

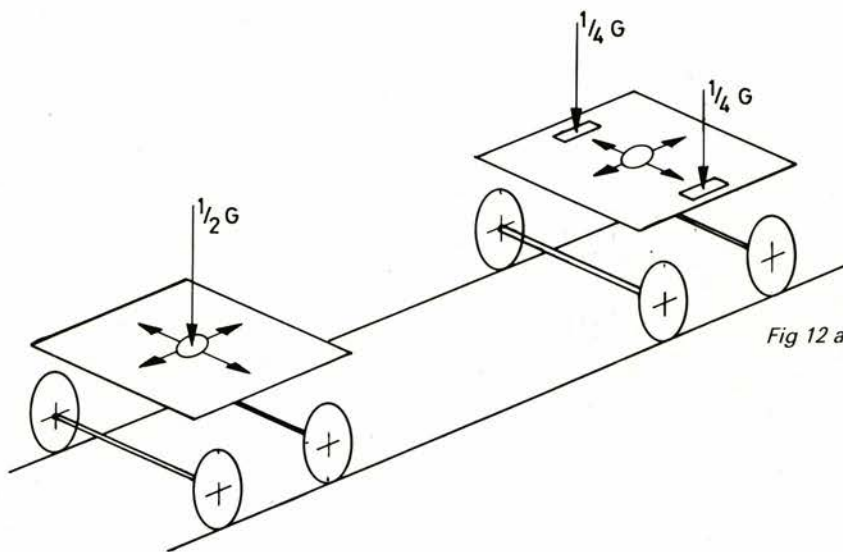


Fig 12 a.

med større radius og med den samme vindskjevheten når denne kurve har overhøyde.

Utgangspunktet er svakt. På sidebaner forekommer kurver med mindre radier og med overhøyde (Flåmsbanen $R = 135$ m).

Kurver med radier som bare er litt større enn 150 m og med store overhøyder ($R = 180$ m, $h = 100-150$ mm), forekommer både på norske og utenlandske stambaner, f.eks. Vossebanen og Semmeringbanen. Det må tas i betraktning at overhøyder av 100–150 mm fremkaller hjulavlastninger (ΔQ_h) av 10–20 % for tomme og inntil 30 % for lastede vogner.

Videre besluttet utvalget å begrense problemene til tomme vogner. Disse ble betraktet som de mest avsporingssikre, fordi hjulavlastningen i vindskjevt spor (ΔQ_g) prosentvis blir større for slike vogner. Problemet med en lett, eksentrisk lastet vogn ble således ikke behandlet, til

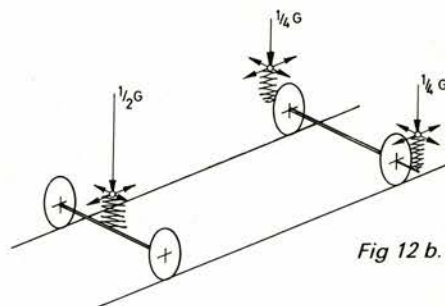


Fig 12 b.

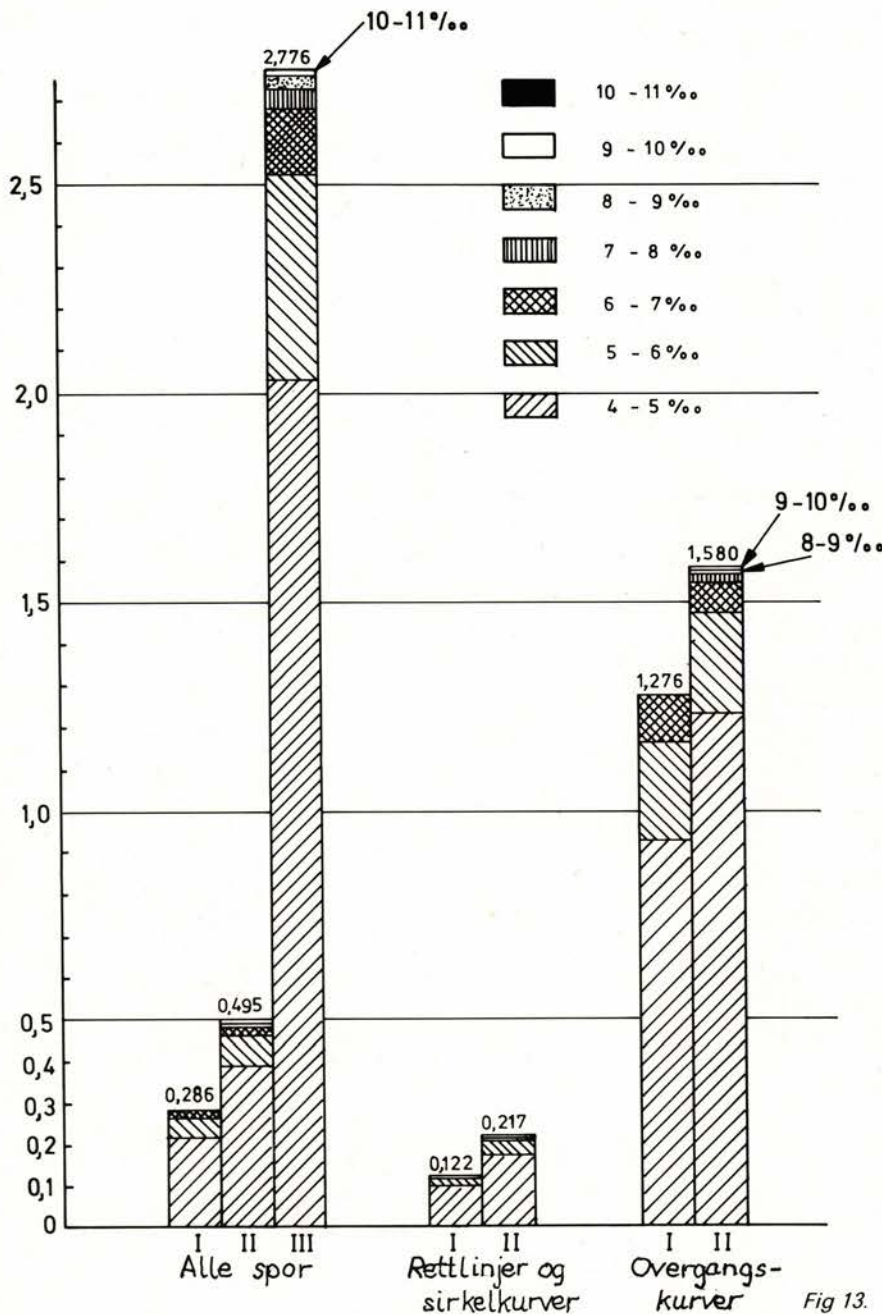


Fig 13.

tross for at det i en av rapportene forekommer en beregning som påviser at en slik situasjon kan være ekstra farlig [18]. Man unngikk da samtidig problemet med avhengigheten mellom vognens torsjonsstivhet og vognens last, noe som har vist seg nok så fatalt ved containertransport, som NSB har fått erfare med sine Lgs-vogner.

Det kan godt forstås at utvalget hadde behov for en begrensning av emnet, men alle problemer som utvalget eliminerte har senere allikevel dukket opp og blir nå behandlet.

3.3 Den første registrering av sporets vindskjevhet (1964–65)

52 For å få et grunnlag for å kunne be-

stemme andelen av hjulavlastningen som følge av sporets vindskjevhet, var det nødvendig å ha kjennskap til de største verdier for vindskjevheter som kan forekomme under normale driftsforhold.

Det ble foretatt målinger over totalt 5500 km spor, tilnærmet likt fordelt over DB (V-Tyskland), SNCF (Frankrike) og PKP (Polen). Målingene omfattet både hovedspor og stasjonsspor.

Som målevogn ble brukt en 2-akslet vogn med akselavstand 5,0 m og akselkraft 70 kN. Måleresultatene ble grafisk registrert og manuelt bearbejdet.

Som eksempel vises en oversikt over måleresultatene fra DB (fig. 13).

«Kategori I» omfatter hovedspor på stambaner, «Kategori II» hovedspor på mindre viktige baner og viktige stasjonsspor, mens «Kategori III» omfatter øvrige stasjonsspor.

Fremstillingen viser antall vindskjevheter over 4 ‰ pr. km sporenlengde. For kategoriene I og II har man oppspaltet feilfrekvensen i to grupper: sirkelkurver/rettlinje og overgangskurver. I den siste gruppen er frekvensen — dvs. vindskjevhetene pr. lengdeenhet av samtlige målte overgangskurver — selvfølgelig størst. Det hadde vært interessant om man samtidig hadde registrert ved hvilke overhøyder de største vindskjevheter forekommer.

Utvalgets rapport nr. 2 [2] behandler disse registreringer. Konklusjonen er følgende: Alle vogner skal konstrueres og vedlikeholdes slik at de kan passere vindskjevheter i sporet inntil 7 ‰, mens det må regnes med at boggene vil passere vindskjevheter av 10 ‰ over en lengde av 3 m. Det ble altså regnet med at sporets justeringstilstand uten stort ressursforbruk kan forbedres, slik at vindskjevheter inntil 10–11 ‰ med lengder av 5 m eller større skulle bli eliminert. Utvalgets banetekniske representanter hadde en del bemerkninger, som blant annet gikk ut på at større vindskjevhetsfeil plutselig kan oppstå i spor med lav overbyggningsstandard eller svak underbygning.

3.4 Måling av Y- og Q-krefter i et prøvespor

ORE-utvalget B 55 fikk bygget et prøvespor som bestod av en kurve med radius 150 m, sporvidde 1435 mm og en innebygget overhøyderampe med en stigning 7 ‰, merkelig nok på ytre skinnestreg. I overhøyderampen ble det anordnet 6 målesteder for krefte Q og Y. Prøvene ble foretatt med to tomme godsvogner, en med stor og en med liten torsjonsstivhet. Disse vogner ble innrettet slik at de kunne bli forandret på flere måter: Akselavstanden kunne bli forandret fra 8 til 8,77 og 9 m. Som løpeverk kunne velges UIC's opphengning med dobbeltlenker eller en opphengning med enkeltlenker, og dessuten var det mulig å variere spillerommet for vognens akselkasser i lengderetningen. Dette spillerommet kan influere på størrel-

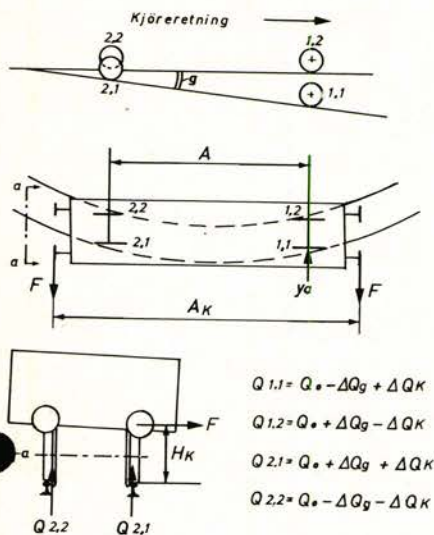


Fig 15.

sen av hulets anløpsvinkel. Videre var det mulig å utøve konstante tverrkrefter mot vognens buffertene i begge ender. Disse krefter skulle imitere tverrkraftkomponentene av større langskrefter i togstammen, tilsvarende virkningen av automatkoblingen eller friksjonskreftene mellom buffertene. Tverrkraftene ble overført fra vogner til koblet foran og bak prøvevognene.

Fig. 14 viser sporføringen i prøve-sporet.

Prøvene ble utført slik at vognene ble fremført med sakte fart fra den vannrette delen av kurven inn i overhøyderampen, slik at vognen kom i en økende vindskjevhet fra 0 til 7 ‰.

Det ble foretatt et meget stort antall prøver som er beskrevet i Rapport nr. 4 ([4]).

Eksemplet på to av disse vises også på fig. 14. Dette gjelder:

- A) Kjøring uten tverrkrefter mot buffertene. ($F = 0$)
- B) Med to like tverrkrefter i motsatt retning. ($F = 6,25 \text{ kN}$)

I begge tilfeller øker føringskraften (Y_a), mens hjulkraften (Q_a) avtar etter hvert som vindskjevheten øker fra 0 til 7 ‰. Følgelig øker Y/Q -forholdet som overskrider 1,2-gresen før vognen befinner seg i hele sin lengde i 7 ‰-rampen, dvs. før stilling III er nådd. Løfting av hjulet (dz) blir i tilfelle A) ikke større enn 5 mm. Tilfeldige friksjonsforhold gjør at oppklatringsprosessen blir avbrutt, men siste

målepunkt viser at oppklatringen på nytt fortsetter. I tilfelle B) foregår oppklatringen kontinuerlig inntil 8 mm og da er avsporingen nesten fullstendig.

Konklusjonene av prøvene var følgende:

- 1) Vindskjevheter på 7 ‰ er for store for vogner med akselavstander på 8–9 m.
- 2) Tverrkrefter mot begge vognender som virker i motsatt retning – tilfelle B, fig. 14 – bevirker en svak

økning av Y/Q -forholdet for det ledende hjul.

- 3) Tverrkrefter mot endene av vognen, vist på fig. 15, som virker i samme retning, mot sporets ytre skinne, bevirker ikke en økning av Y/Q -forholdet for det ledende hjul. Derimot kan slike krefter forårsake at bakre hjul på indre streng blir løftet når vognen har stor torsjonsstivhet. Dette hjulet – nr 2.2 på fig. 15 – får da i tillegg til avlastningen som følge av vindskjevheten (ΔQ_g) en ekstra

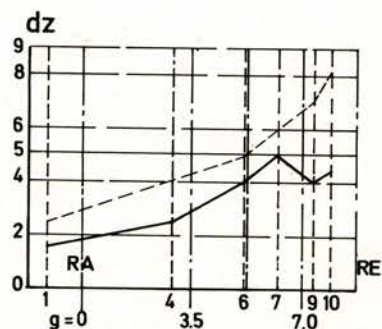
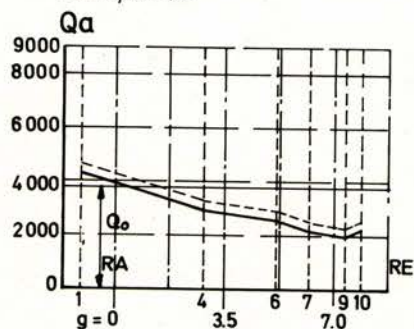
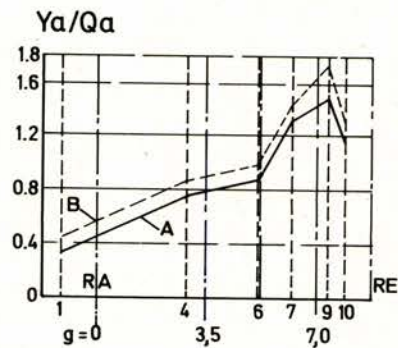
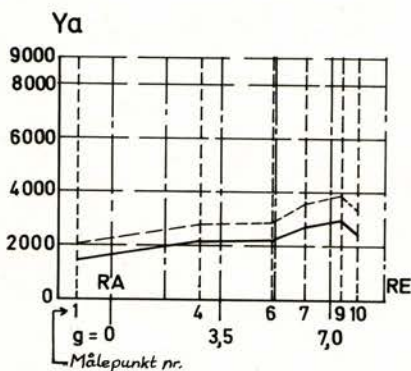
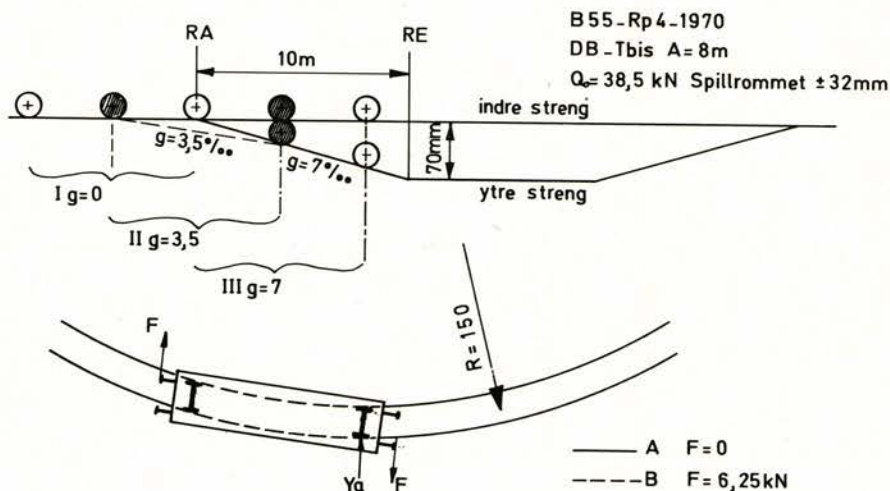


Fig 14.

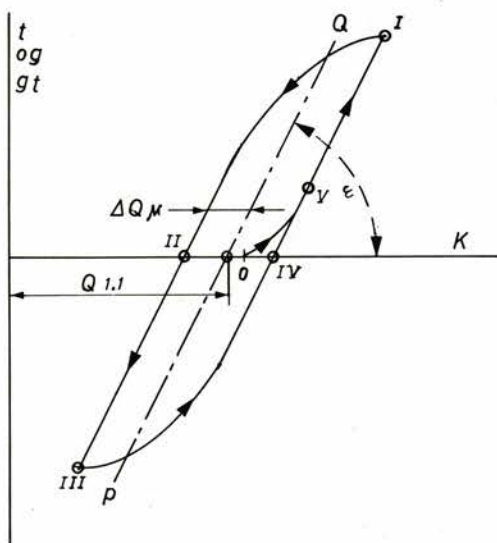
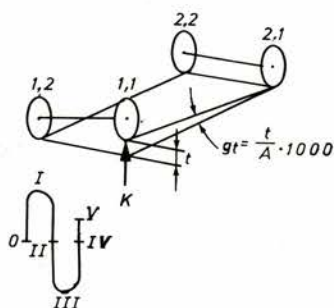


Fig 19.



avlastning (ΔQ_k). Prøver foretatt av ORE-utvalget B 125 har vist at dette forhold kan forårsake avsporinger av den bakre akslen under skifting med tunge togstammer.

Utvalget B 55 har under de etterfølgende arbeider ikke videre beskjeftiget seg med problemet av tværkreftene. Problemet ble videre behandlet av ORE-utvalget B 125 [9] og resultatene av disse undersøkelser er også tatt inn i UIC-fiche 530-2 [15] som behandler «Forpliktende betingelser for garantering av gangssikkerheten for godsvogner som skal være egnet for automatkoblingen». Fiche 530-2 inneholder nomogrammer som angir kravet til vognens torsjonsstivhet i avhengighet av akselavstanden, lengden over buffertene og akselkraften. Disse nomogrammer tar hensyn både til faren for løfting av det hjul på bakerste aksel som går på indre streng (undersøkelsene av B 125), og til faren for oppklatrning av det ledende hjul (undersøkelsene av B 55).

3.5 Nye registreringer av sporets vindskjevhet (1970-72)

Prøvene som er beskrevet i avsnitt 3.4, ble utført i en overhøyderampe med stigning av 7 ‰ over 10 meters lengde. Målingene som ble foretatt i 1964-65, var basert på en målebasis av 5 m. Da prøvene viste at moderne lange vogner med akselavstander 8-9 m vanskelig kunne konstrueres slik at de er avsporingssikre i en vindskjevhet av 7 ‰, var det ønskelig å få et innblikk i størrelsen av vindskjevheten som funksjon av målebasis. De største vindskjevheter oppstår ved summering av en forutsatt vindskjevhet, (overhøyderampens stigning) og en lokal sporfeil. Når målebasis øker, kan man anta at forskjellen mellom den totale vindskjevhet og den forutsatte blir mindre.

Utvalget utviklet følgelig et nytt målesystem. Vindskjevheten ble målt på en boggi med akselavstand av 1,80 m. Vindskjevheten (målet «t») ble kontinuerlig registrert på magnetbånd, likeså kjøreveien. Målingene ble statistisk bearbeidet ved hjelp av regnemaskin og slik at man fikk en avlesning for hver 0,6 m kjørevei, ikke bare over vognens målebasis, men også for multipler av 1,80 m, d.v.s. 3,60 m, 5,40 m til og med 19,80 m. Fig.

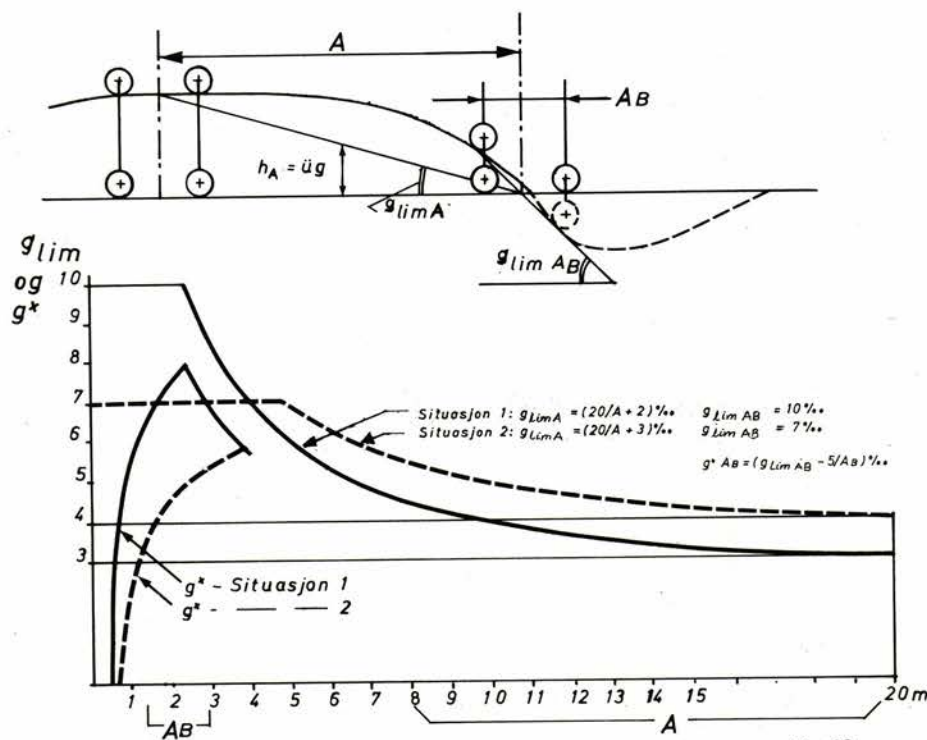


Fig 18.

16 viser prinsippene for måleprosedyren. Regneverket summerte for hvert avlesningssted verdiene «t» for de foranliggende steder med 1,80 m innbyrdes avstand og foretok deretter en statistisk bearbeidelse av disse resultater.

Målingene ble foretatt over en sporlengde av mer enn 7000 km, fordelt over SNCF (Frankrike), NS (Nederland), DB (V-Tyskland), ÖBB (Østerrike) og PKP (Polen).

Etter en gjennomgang av det omfattende statistiske materialet ble de ekstremt store vindskjevheter sjaltet ut på grunn av sannsynlighetsbetraktninger, jfr. Rapport nr. 5 [5].

Sluttkonklusjonen ble følgende:

Godsvognene må være i stand til å gjennomkjøre vindskjevheter, inntil størrelsen « g_{lim} » (= grenseverdien for vindskjevheten). For 2-akslede vogner gjelder:

$$g_{lim} = (20/A + 3) \text{ ‰}$$

A = akselavstanden i meter

Fig. 17 viser grafisk grenseverdien over akselavstanden.

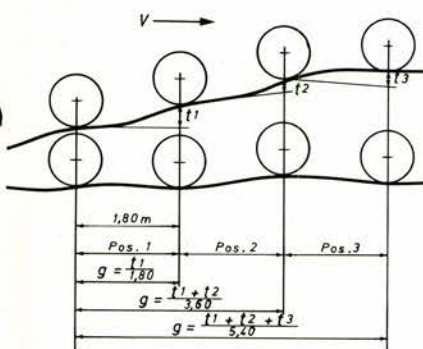


Fig. 16

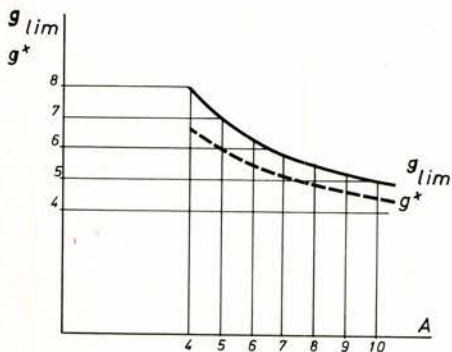


Fig. 17.

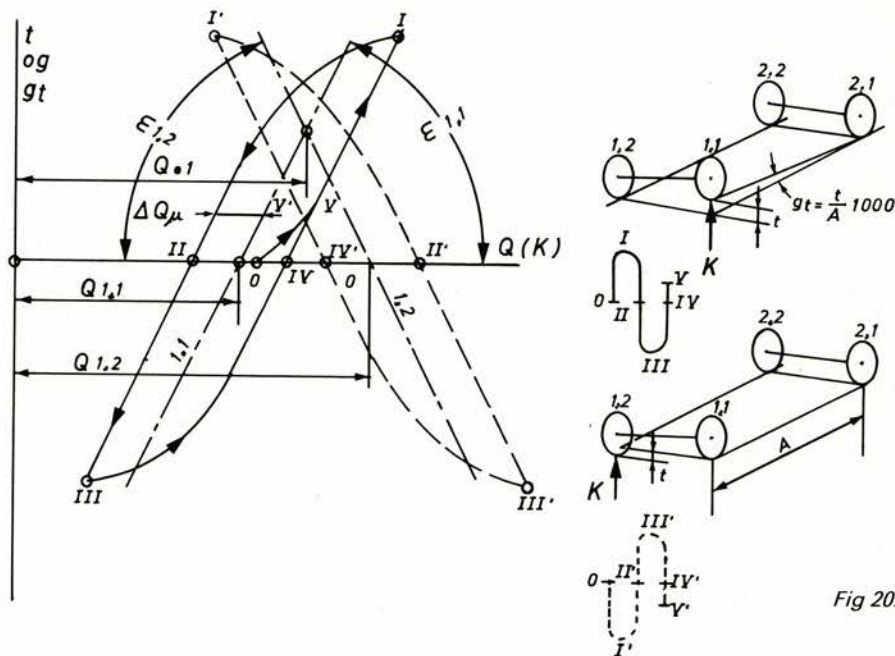


Fig. 20.

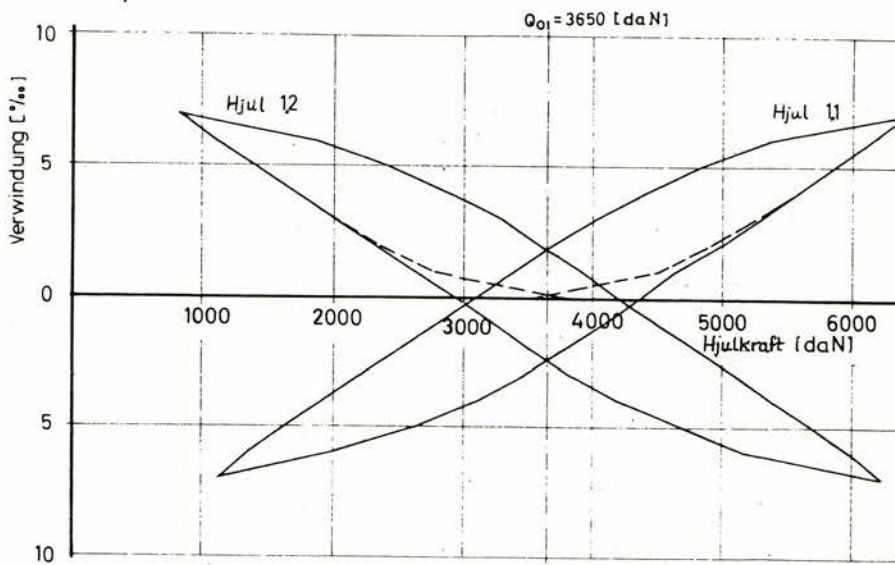


Fig. 21.

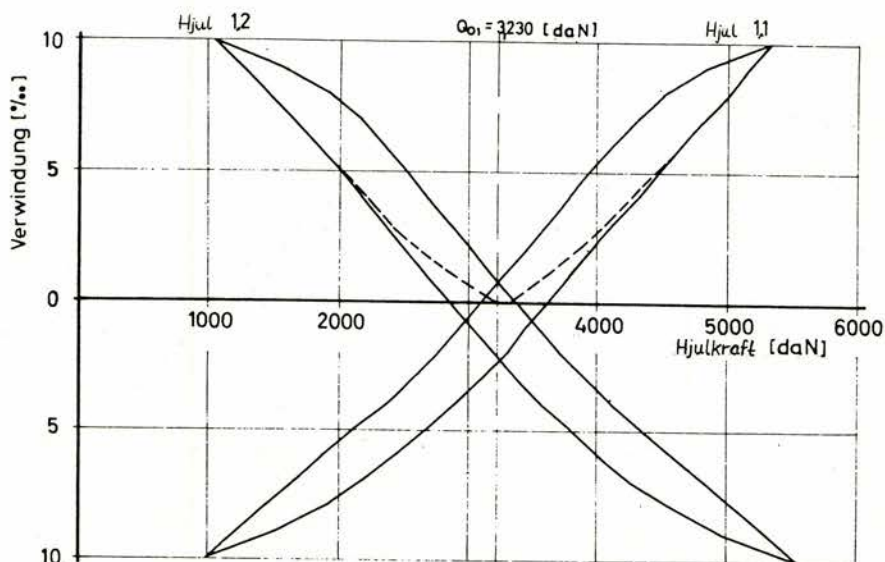


Fig. 22.

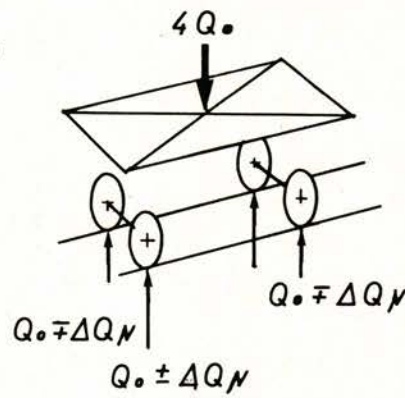
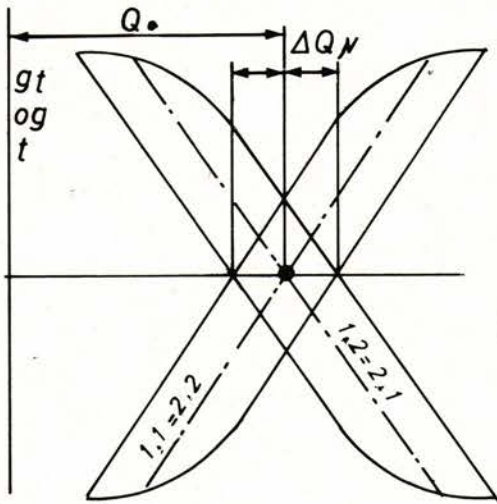


Fig 23.

For boggivogner må det regnes med at boggien kan befinne seg i en større vindskjevhet enn vognen i sin helhet. Det gjelder altså to verdier for g_{lim} , henholdsvis med målebasis A_B (boggi-akselavstand) og A (boggi-senteravstand). Dessuten regnes med to forskjellige situasjoner, jfr. fig. 18. Boggivognens avsporingssikkerhet må påvises for begge situasjoner.

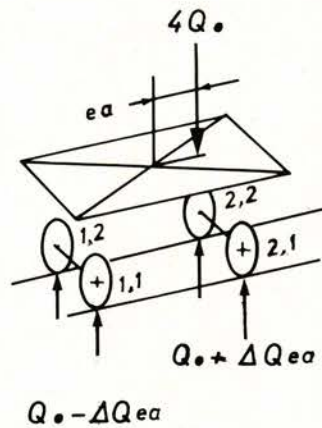
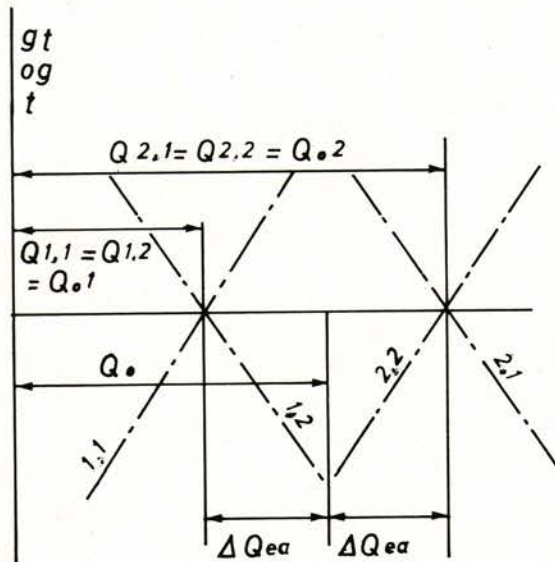


Fig 24.

Baneteknisk kan disse betingelser tilfredsstilles når man sørger for at vindskjevheten, målt over 2–5 m ikke er større enn 7 ‰, og målt over en større lengde ikke overskrider $(20/A + 3) ‰$. A = målebasis i meter. Imidlertid har det vist seg at godsvogner som er konstruert etter utvalgets retninglinjer allikevel kan komme til avsporing i slike eller mindre vindskjevheter når sporet har en stor eller en mellomstor overhøyde.

Vindskjevheten — g_{lim} — som nå var fastsatt, viste seg å være i største laget for moderne godsvogner som vanskelig kunne bli konstruert med mindre torssjonstivhet. Imidlertid er det ikke nødvendig at vognens forvridning (torsjon) har den samme størrelse som sporets vindskjevhet. Et av vognens eller boggien hjul kan løfte seg i forhold til skinnen inntil 5 mm før det oppstår en farlig situasjon, jfr. avsnitt 2.1. Man innførte et nytt begrep: Vognens eller boggien maksimale torsjon = g^* .

$$g^* = g_{lim} - 5/A \text{ eller}$$

$$g^* = g_{lim} - 5/A_B$$

jfr. fig. 17 og 18. En to-akslet vogn med akselavstand av 9 m må kunne passere en vindskjevhet $g_{lim} = 5,22 ‰$. Torsjonskrav til denne vogn blir da ikke større enn 4,67 ‰. Det ovenstående betyr at man regnet med en lavere hjulkraftforandring:

$$\Delta Q_t = g^* \cdot C_{tA} \text{ istedenfor}$$

$$\Delta Q_g = g_{lim} \cdot C_{tA}$$

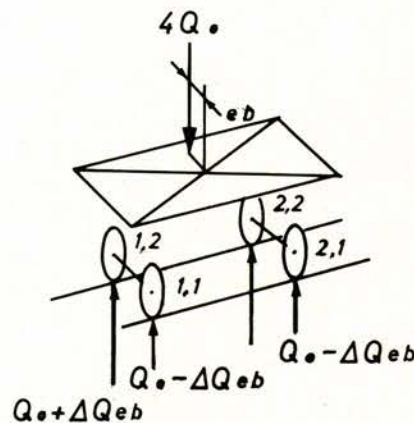
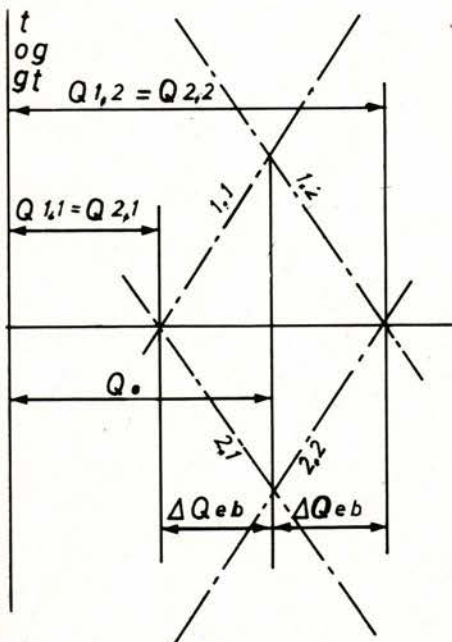


Fig 25.

3.6 Torsjonsdiagrammer — avvikelser av vognens hjulkrefter

Når man utfører målinger for å bestemme vognens torsjonsstivhet, kan man samtidig få et innblikk i forskjellen på vognens hjulkrefter. Praktisk talt er hjulkreftene aldri like når en vogn står på et vannrett spor uten overhøyde. Problemet er meget ut-

førlig behandlet i Rapport nr. 3 fra 1966 [3].

Vognens torsjonsstivhet kan i prinsipp bestemmes på følgende måte:

Vognen stilles opp med alle hjul i plan. Et av hjulene løftes flere cm og senkes deretter til et nivå nedenfor planet, og til slutt heves hjulet igjen, jfr. fig. 19. Størrelsen av kraften «K» mot hjulet registreres for flere verdier av løftingen eller senkingen «t». Man kan da tegne opp et diagram av t som funksjon av K. Et slikt diagram kan også oppfattes som vognens torsjon (g_t) angitt som funksjon av K.

Diagrammet viser følgende:

Begrensningen består av to parallelle linjer, som i endene har et avrundet forløp, såkalt hystereseløp. Hjulkraften som ble registrert før prøven begynte — i punkt 0 — er bare en tilfeldig verdi. Når vognens torsjon er lik 0 kan hjulkraften ha en hvilken som helst verdi mellom punktene II og IV. Størrelsen av hjulkraften er avhengig av «forhistorien», dvs. av torsjonene som vognen har gjennomgått like før prøven ble foretatt. Den fysiske forklaringen på at linjene II—III og IV—I ikke faller sammen, er at indre friksjonskrefter må overvinnnes av torsjonskreftene før de fører til vridning i vognen. Dette er friksjoner i vognens fjærsystem (primært mellom bladene i bladfjærer) og friksjoner mellom vognkassens konstruksjonsdeler.

Det inntegnes en linje P—Q midt i mellom de tilnærmet parallelle linjer II—III og IV—V—I. Vinkelen ε angir vognens totale torsjonsstivhet. Når $\varepsilon = 0$ er torsjonsstivheten uendelig stor, og vognen har ingen torsjonsstivhet når $\varepsilon = 90^\circ$.

Med Q_0 forstås den gjennomsnittlige hjulkraften for en vogn. I praksis er det slik at hvert hjul har sin egen gjennomsnittlige hjulkraft, og torsjonsfriksjonen forårsaker avvikelser fra denne gjennomsnittlige verdien. For hjul 1.1 er den gjennomsnittlige hjulkraften lik $Q_{1,1}$ når vognen står på et vannrett spor mens den virkelige hjulkraften vil ligge et sted mellom

$$Q_{1,1} - \Delta Q_{\mu} \quad \text{og} \quad Q_{1,1} + \Delta Q_{\mu}$$

ΔQ_{μ} = hjulkraftforandringen som følge av torsjonsfriksjonen.

Fig. 20 viser diagrammene for en

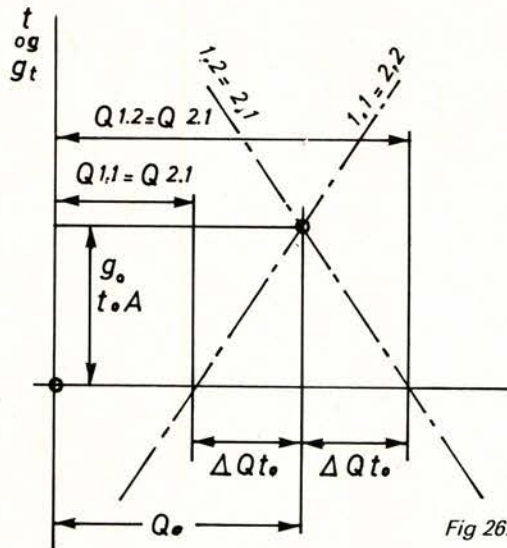
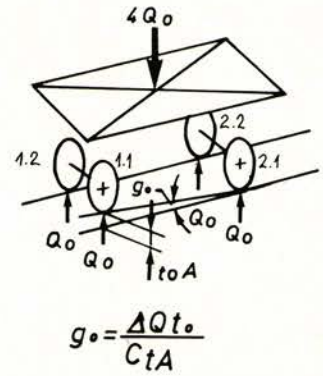


Fig 26.



$$g_0 = \frac{\Delta Q t_0}{C t A}$$

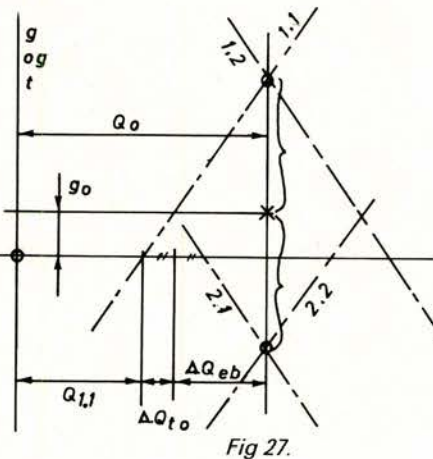


Fig 27.

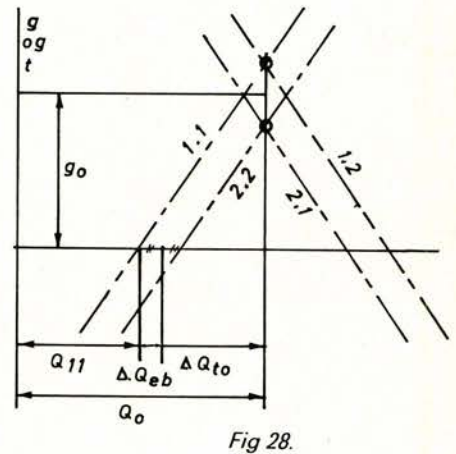


Fig 28.

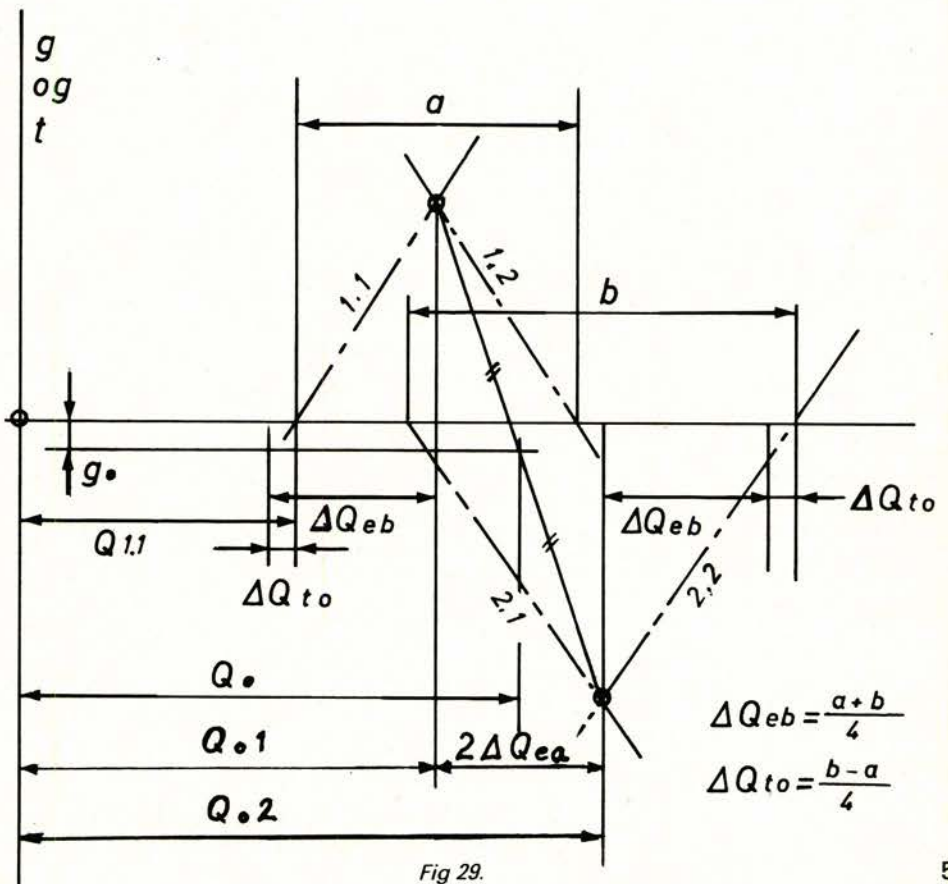


Fig 29.

$$\Delta Q_{eb} = \frac{a+b}{4}$$

$$\Delta Q_{to} = \frac{b-a}{4}$$

hjulsets på en 2-akslet vogn. Ofte viser det seg at $Q_{1,1}$ og $Q_{1,2}$ ikke er like. Derimot er vinklene $\varepsilon_{1,1}$ og $\varepsilon_{1,2}$ i alminnelighet nesten de samme. Q_{01} er halvparten av akselkraften.

X-koordinaten av diagrammene som gjelder for kraften «K», gjelder samtidig for hjulkraften «Q».

Fig. 21 og 22 viser resultatene av virkelige torsjonsmålinger for en hjulset på en to-akslet torsjonsstiv og en to-akslet torsjonssvak vogn.

For å kunne forstå retningslinjene for konstruksjon av godsvogner som utvalget B 55 har utarbeidet, er det nødvendig å gå litt nærmere inn på torsjonsdiagrammene.

Fig. 23 viser et teoretisk tilfelle: Diagrammene for hjulene 1.1 og 2.2 faller nøyaktig sammen med diagrammene for hjulene 1.2 og 2.1. Dessuten skjærer midtlinjene for disse diagrammer nulllinjen i samme punkt. Dette vil si at alle hjul har de samme gjennomsnittlige hjulkrefter = Q_0 . Men hjulkreftene for denne feilfrie vogn kan allikevel ha avvikelser av $+\Delta Q_{\mu}$ eller $-\Delta Q_{\mu}$, dvs. av en størrelsesorden av ca. 10 % av Q_0 .

I de etterfølgende figurer er begrensninglinjene for torsjonsdiagrammene blitt sløffet, bare midtlinjene er angitt.

I fig. 24 vises midtlinjene for torsjonsdiagrammene av en nesten feilfri vogn. Vognens tyngdepunkt ligger eksentrisk i lengderetningen, dvs. de gjennomsnittlige hjulkrefter for hjulene 1.1 og 1.2 er ikke like store som for hjulene 2.1 og 2.2. Denne feilen har ikke innflytelse på sikkerheten mot avsporinger. Hjulet som får avlastningen ΔQ_{ea} , får samtidig reduserte Y-krefter når det går over ytre skinne i en kurve, fordi det motsatte hjul på indre streng får den samme hjulavlastning.

Fig. 25 viser det tilfelle hvor eneste feil er at vognens tyngdepunkt har si-

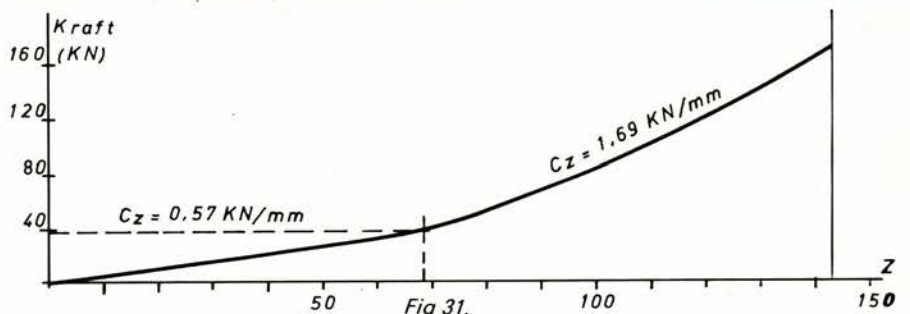
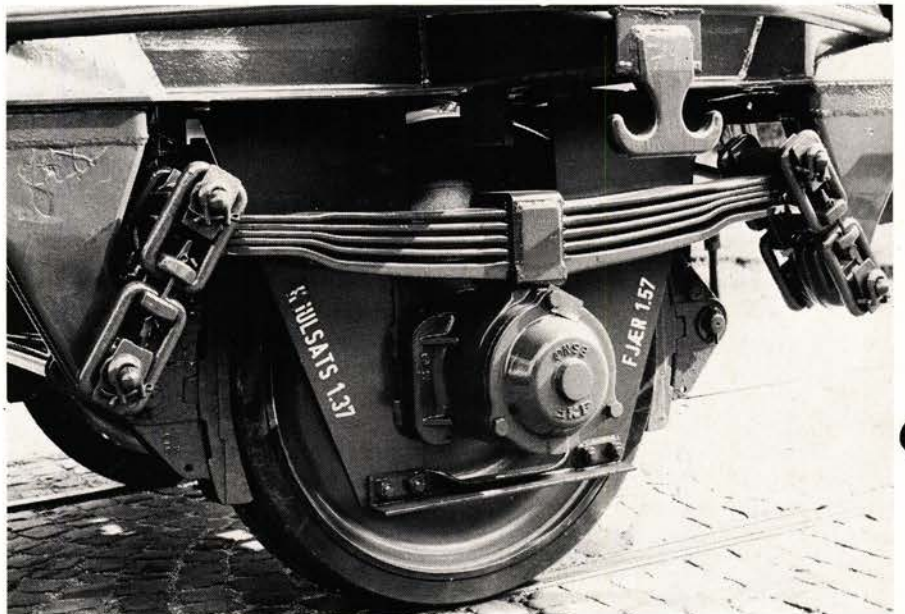
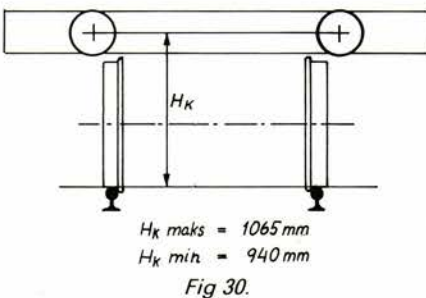


Fig. 31:

Bildet viser hjulset med UIC-dobbeltlenk-oppheg og progressiv fjær. Diagrammet viser fjærens karakteristikk.

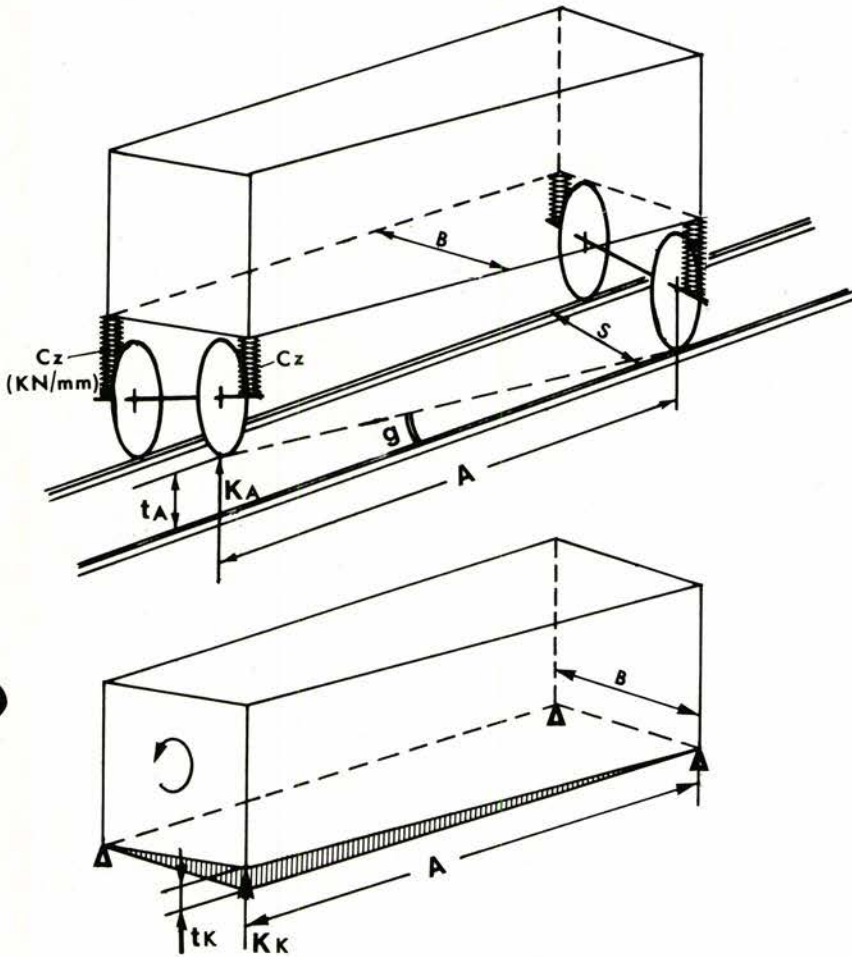
deveis eksentrisitet. Skjæringspunktene for midtlinjene av diagrammene ligger på like avstander fra X-koordinaten. Situasjonen kan betraktes slik at vognen har en «innebygget overhøydefeil», som forårsaker en hjulavlastning ΔQ_{eb} . Når vognen oppstilles i et spor med en bestemt overhøyde, vil de gjennomsnittlige hjulkrefter bli like.

Fig. 26 viser tilfellet at vognens gjennomsnittlige hjulkrefter er forskjellige, til tross for at tyngdepunktet ligger i vognmidte. Dette skyldes en forvridding av vognen. Midtlinjene for torsjonsdiagrammene for begge aksler faller sammen. Men skjæringspunktet ligger ikke på X-koordinaten. Avstanden til denne koordinaten benevnes g_0 (‰) eller t_{0A} (mm). De gjennomsnittlige hjulkrefter blir like når vognen oppstilles i en overhøyderampe med vindskjevhet lik g_0 .

Vognen har en «egen vindskjevhet» som forårsaker hjulkraftforandringene ΔQ_{to} .

Likesom baneingeniøren kan bedømme sporets tilstand ved hjelp av spormålingsdiagrammer — f.eks. Mauzin-diagrammer — kan maskingeniøren bedømme vognens tilstand ved hjelp av torsjonsdiagrammene. Det burde overveies å ta opp slike diagrammer som en fast rutine i forbindelse med vedlikeholdet av vognparken og selvfølgelig også i forbindelse med nyanskaffelser.

Det trengs en del øvelse for å kunne lese Mauzin-diagrammer. Dette er også tilfelle når det gjelder torsjonsdiagrammene. Diagrammene er litt mindre oversiktlige når avvikelserne ΔQ_{ea} , ΔQ_{eb} og ΔQ_{to} forekommer samtidig. Fig. 27 og 28 viser eksempler hvor bare ΔQ_{ea} er lik 0. I fig. 27 dominerer ΔQ_{eb} , mens



$$C_{tA} = \frac{K_A}{g} = \frac{K_A}{1000(t_A/A)} \cdot \text{kN}/\%_o$$

$$C_{tk1} = \frac{K_k}{t_k} \cdot \text{kN}/\text{mm} \quad C_{tk2} = \frac{K_k \cdot B}{(t_k/B)/A} \cdot \text{kNmm}^2/\text{rad}$$

$$\frac{1}{C_{tA}} = \left\{ \frac{S^2}{C_{tk2}} + \frac{1}{A} \left(\frac{S}{B} \right)^2 \frac{4}{C_z} \right\} \cdot 1000$$

Fig. 32.

ΔQ_{to} er dominerende i fig. 28. Fig. 29 viser et eksempel på det generelle tilfelle hvor de tre avvikelser forekommer samtidig.

Konklusjon: En feilfri tom vogn har hjulkraft-avvikler av størrelsen ΔQ_{μ} . En ikke feilfri tom vogn vil på et vannrett spor ha følgende hjulkraft-avvikler:

$$\Delta Q_{\mu} + \Delta Q_{ea} + \Delta Q_{eb} + \Delta Q_{to}$$

3.7 Analysering av vognens torsjonsstivhet

Som behandlet i forrige avsnitt forårsaker torsjonen av en vogn hjulkraftforandringer:

$$C_{ta} = \frac{\Delta K}{\Delta g_t} = \frac{\Delta Q}{\Delta g_t} = \cotg \varepsilon$$

For en bestemt verdi av torsjonen (g_t)

blir den tilsvarende hjulkraftforandringen:

$$\Delta Q_t = g_t \cdot C_{tA}$$

C_{tA} = vognens totale torsjonsstivhet i $\text{kN}/\%_o$.

Fordi ΔQ_t er uavhengig av vognens egen vekt, kan denne hjulkraftforandringen spille en stor rolle når det gjelder sikkerheten mot avsporing av tomvogner med liten egen vekt. Dette er én av årsakene til at det er fastsatt en nedre grense for vognens egen vekt:

9,0 t ifølge RIV [13], dvs. Q_o minst 22,5 kN for to-akslede vogner. Fiche 530-2 [15] stiller ytterligere krav angående Q_o , i avhengighet av akselavstanden og lengden over buffertene.

Torsjonsstivheten er avhengig av vognkassens konstruksjon og av fjær-

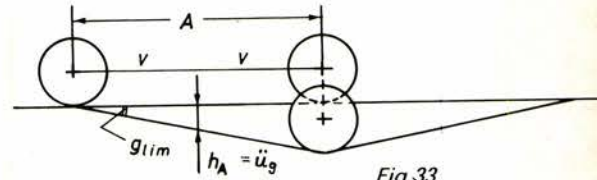


Fig. 33.

systemet. Kravene til forminskning av vedlikeholdet og til formaste konstruksjoner — særlig når det gjelder spesialvogner — gjør at vognkassens andel i den totale torsjonsstivheten ikke uten videre kan begrenses. For å få den totale torsjonsstivhet lavest mulig, bør fjærsystemet ikke ha en større stivhet enn nødvendig.

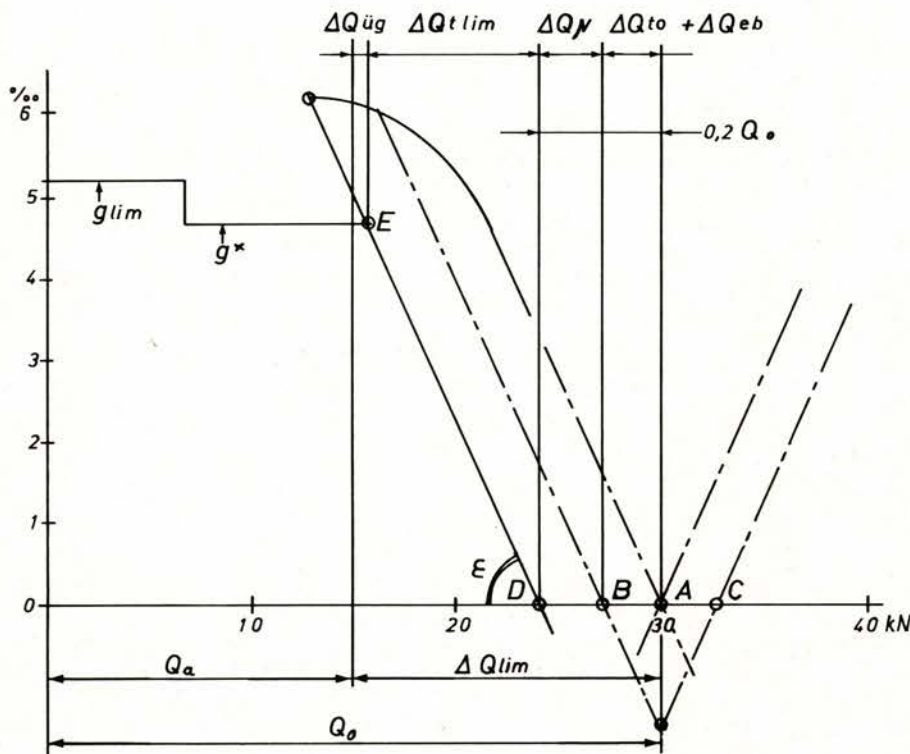
For alt rullende materiell gjelder at høyden av buffersentrene over sporplan skal holde seg innenfor bestemte grenser, se fig. 30. Lasteplan for en full-lastet vogn med maksimal hjulslitasje skal ikke være mer enn 125 mm lavere enn for den tomme vogn med nye hjulringer. Godsvogner skal derfor ha et forholdsvis stift fjærsystem i sammenligning med personvogner og lok. For personvogner er forholdet mellom nyttelast og egen vekt i størrelsesorden 10–15 %, for godsvogner 150–200 %.

Problemene kan til en viss grad løses ved å bruke progressive fjærsystemer, dvs. fjærer med forminket stivhet så lenge lasten holder seg under en bestemt grense. Et eget ORE-utvalg — B 134 [10–12] — har i de siste årene undersøkt flere typer progressive fjærsystemer. Eksempel på en progressiv fjær vises i fig. 31.

Utvalg B 55 etterstrebet å skaffe vognkonstruktørene en mulighet til å anslå størrelsen av vognens totale torsjonsstivhet på forhånd. Den totale torsjonsstivheten (C_{tA}) kan oppspaltes i vognkassens torsjonsstivhet (C_{tk}) og fjærstivheten (C_z). Problemet er utførlig behandlet i Rapport nr. 3 [3].

For en 2-akslet vogn er denne oppspaltingen angitt i fig. 32. Vognkassens stivhet kan angis som C_{tk1} i kN/mm , men i Rapport 6 er innført et nytt begrep: C_{tk2} i kNmm^2/rad , dvs. momentet $K_k \cdot B$ som må utøves mot et av vognkassens tverrsnitt over en av akslene/boggisentrene for å oppnå at vognkassen får en torsjon ($= t_k/B$) av 1 radian pr. meter.

Ved å studere tabeller over foretatte målinger av torsjonsstivheten av vognkasser for bestående vogner, har konstruktøren da en mulighet til å anslå torsjonsstivheten for en ny vogntype når de konstruktive egenskaper så noenlunde er de samme. Slike tabeller forekommer i Rapport nr. 6.



$$\Delta Q_{lim} = \frac{1,2 - 0,043 \cdot 9}{1,2 + 0,043 \cdot 9} \cdot Q_0 = 0,5 Q_0 \quad g_{lim} = 20/9 + 3 = 5,22\% \quad g^* = 5,22 - 5/9 = 4,66\%$$

$$\ddot{u}_g = \frac{1}{2} \cdot 9 \cdot (5,22/1000) = 0,0235 \text{ m} \quad \Delta Q_{\ddot{u}g} = \frac{1,2}{1,5} \cdot 0,0235 \cdot 2 Q_0 = 0,025 Q_0 = 0,75 \text{ kN}$$

$$C_{tA} = \cot g \varepsilon = \frac{\Delta Q_{lim} - 0,2 Q_0 - \Delta Q_{\ddot{u}g}}{g^*} = Q_0 \cdot \frac{0,5 - 0,2 - 0,025}{4,66} = 1,77 \text{ kN/\%}$$

Fig 34.

3.8 Retningslinjer for konstruksjon av godsvogner i Rapport nr. 6 (1978)

Retningslinjene er utarbeidet på grunn av de forenklete forutsetninger som er behandlet i avsnitt 3.2, dvs. sikkerheten mot avsporing av den tomme vognen i en kurve uten overhøyde med radius 150 m med en vindskjevhetstilstand av størrelsen « g_{lim} ». Det tillates at et av hjulene løfter seg inntil 5 mm, slik at vognens torsjon (g_t) ikke blir større enn « g^* ».

Vognen forutsettes å ha hjul med flensvinkler av 70° , og forholdet Y_a/Q_a skal ikke overskride 1,2.

Y/Q -forholdet for en to-akslet vogn kan på tilsvarende måte som i avsnitt 2.3 uttrykkes som:

$$\frac{Y_a}{Q_a} = \frac{f_{150} \cdot (Q_0 + \Delta Q_t)}{Q_0 - \Delta Q_t}$$

Uttrykket er det samme som i avsnitt 2.3, men her er overhøyden samt las-

ten satt lik null, slik at ΔQ_h og ΔQ_L faller bort, mens $\Delta Q_g (= C_{tA} \cdot g)$ erstattes av $\Delta Q_t = C_{tA} \cdot g_t$.

Denne formelen gjelder for en feilfri vogn, og innflytelse av friksjonen (ΔQ_μ) er heller ikke tatt med. Utvalget ønsket å ta med alle faktorer som kan influere på sikkerheten mot avsporing av en tom vogn. Dette er siveis eksentrisitet av tyngdepunktet (ΔQ_{eb}), vognens egen vindskjevhet (ΔQ_{to}) og torsjonsfriksjonen (ΔQ_μ).

Det ble dessuten tatt hensyn til at vindskjevheten i sporet kan forårsake at vognen allikevel befinner seg i en liten overhøyde – jfr. fig. 33 – som forårsaker en hjulkraftforandring med benevnelsen $\Delta Q_{\ddot{u}g}$.

Summen av alle faktorer som kan forårsake en hjulkraftforandring skal holde seg innenfor en bestemt grense som benevnes ΔQ_{lim} , dvs.

$$\Delta Q_{eb} + \Delta Q_{to} + \Delta Q_\mu + \Delta Q_t + \Delta Q_{\ddot{u}g} \leq \Delta Q_{lim} \dots (1)$$

Størrelsen av ΔQ_{lim} bestemmes på følgende måte:

$$\frac{Y_a}{Q_a} = \frac{f_{150} \cdot (Q_0 + \Delta Q_{lim}) - (\ddot{u}_g/S) \cdot 2 Q_0}{Q_0 - \Delta Q_{lim}}$$

Faktoren $(\ddot{u}_g/S) \cdot 2 Q_0$ settes lik 0

Faktoren f_{150} er lik $\tan(\gamma_i + \alpha_i)$ for en kurve med radius 150 m. Størrelsen av denne faktoren kan bestemmes ved å foreta målinger av føringskrefte Y_a i en kurve med radius 150 m uten overhøyde.

Det forlanges:

$$\frac{Y_a}{Q_a} = \frac{f_{150} \cdot (Q_0 + \Delta Q_{lim})}{Q_0 - \Delta Q_{lim}} \leq 1,2$$

dvs.:

$$\Delta Q_{lim} \leq \frac{1,2 - f_{150}}{1,2 + f_{150}} \cdot Q_0 \dots (2)$$

Når det gjelder 2-akslede vogner med UIC dobbeltlenkoppheving (vist på fig. 31) og med akselavstander 6–9 m, har utvalget oppgitt en formel for faktoren f_{150} :

$$f_{150} = \frac{6,5}{150} \cdot A$$

(A = akselavstand i meter)

For slike vogner kan ΔQ_{lim} uttrykkes som:

$$\Delta Q_{lim} = \frac{1,2 - 0,043 \cdot A}{1,2 + 0,043 \cdot A} \cdot Q_0 \dots (3)$$

For A = 6 m blir $\Delta Q_{lim} = 0,64 Q_0$

For A = 9 m blir $\Delta Q_{lim} = 0,50 Q_0$

De forskjellige faktorer som forekommer i formel 1 er fastlagt på grunn av nødvendige sikkerhetsmarginer som tar hensyn til vedlikeholdstoleranser. Utvalget antok følgende:

$$\Delta Q_\mu \leq 0,1 Q_0$$

$$\Delta Q_{eb} + \Delta Q_{to} \leq 0,1 Q_0$$

Videre gjelder:

$$\Delta Q_{\ddot{u}g} = (H/S^2) \cdot \ddot{u}_g \cdot 2 Q_0 =$$

$$\frac{g_{lim}}{1000} \cdot A \cdot (H/S^2) \cdot Q_0$$

Utfylles ovenstående i formel (1) får man følgende betingelse:

$$\Delta Q_t + Q_o [0,2 + (H/S^2) \cdot A \cdot (g_{lim}/1000)] \leq \Delta Q_{lim}$$

Når akselavstanden er gitt, kan konstruktøren praktisk talt bare influere på størrelsen av ΔQ_t . Den skal ikke være større enn

$$\Delta Q_{tlim}, \text{ dvs.:$$

$$\Delta Q_{tlim} = \Delta Q_{lim} - Q_o [0,2 + (H/S^2) \cdot A \cdot \frac{g_{lim}}{1000}] \quad (4)$$

Vognens totale vindskjevhet skal ikke overskride:

$$C_{ta} = \Delta Q_{tlim}/g^* \quad (5)$$

Ifølge retningslinjene kan tillatt hjulavlastning ΔQ_{lim} beregnes når vognen har UIC-dobbeltlenker som antatt her. For $A = 9 \text{ m}$ gjelder $\Delta Q_{lim} = 0,5 Q_o$. Denne hjulkraftforandringen skal ikke overskrides når den ikke feilfrie vogn kjører gjennom en vindskjevhet av størrelsen $g_{lim} = 20/9 + 3 = 5,22 \text{ ‰}$. Det ledende hjul løfter seg 5 mm og vognens totale torsjon blir da $5,22 - 5/9 = 4,66 \text{ ‰}$. Vognen befinner seg i en overhøyde $\ddot{u}_g = (9/2) \cdot 5,22 = 23,5 \text{ mm}$.

Retningslinjene kan illustreres ved å tegne opp et torsjonsdiagram, som vist på fig. 34. Det viser en situasjon hvor vognens konstruksjon er slik at grensen av det som retningslinjene tillater nøyaktig blir nådd. Her er valgt en vogn med $A = 9 \text{ m}$, $H = 1,2 \text{ m}$, $G = 4 Q_o = 120 \text{ kN}$ og UIC-dobbeltlenkoppheeng.

Først antas at vognen er feilfri, dvs. de gjennomsnittlige hjulkrefter for alle hjul er lik Q_o . Skjæringspunktet for midtlinjene av torsjonsdiagrammene ligger da på X-koordinaten i punkt «A».

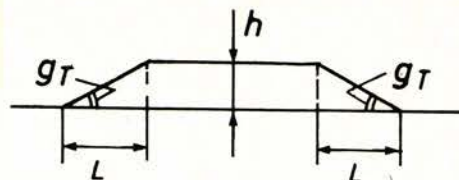
Det må regnes med at vognen kan få en hjulavlastning på 10 % som følge av egen vindskjevhet (ΔQ_{to}) og sideveis eksentrisitet av tyngdepunktet (ΔQ_{eb}). Den gjennomsnittlige hjulkraften for det ledende hjul blir da

0,9 Q_o dvs. at skjæringspunktene av X-koordinaten og midtlinjene av torsjonsdiagrammene flyttes til punktene B og C. Videre må det regnes med at torsjonsfriksjonen kan forårsake en ytterligere hjulavlastning ΔQ_{μ} av størrelsen $0,1 \cdot Q_o$. Punkt D angir den minste hjulkraften når vognen står på vannrett spor.

Når vognen får den maksimale torsjonen (g^*), står den i en overhøyde \ddot{u}_g som forårsaker en hjulavlastning $\Delta Q_{\ddot{u}_g}$. Dermed er punktet E fastlagt. Den horisontale avstanden mellom punktene E og D er den gjenstående delen av ΔQ_{lim} , dvs. ΔQ_{tlim} . Følgelig er den maksimale totale torsjonsstivhet C_{tA} kjent.

$$C_{tA} = \Delta Q_{tlim}/g^*$$

I det ovenstående har vi nøyaktig fulgt retningslinjene. Tatt i betraktning at det kan forekomme større



Rampestigning $g_T = h/L$	Største overhøyde h
$g_T \leq 2\text{‰}$	$h = (R-100)/2 \text{ mm}$
$2\text{‰} < g_T \leq 3\text{‰}$	$h = (R-150)/2 \text{ mm}$
$3\text{‰} < g_T \leq 4\text{‰}$	$h = (R-250)/2 \text{ mm}$

Dessuten gjelder: $h \leq 160 \text{ mm}$

Fig. 36.

overhøyder enn \ddot{u}_g i kurver med radier 150–180 m — jfr. avsnitt 3.2 — er vognen allikevel ikke avsporingssikker. Dette medfører at man for kurver med liten radius og stor overhøyde må stille større krav til sporets justeringsstandard enn det blir forlangt ifølge formelene for g_{lim} .

Fig. 35 viser et eksempel på en vogn med forholdsvis liten torsjonsstivhet. Den har UIC-dobbeltlenkoppheeng, $A = 6 \text{ m}$, $H = 1,5 \text{ m}$, $G = 4 Q_o = 120 \text{ kN}$ og $C_{tA} = 1,10 \text{ kN/‰}$.

Det er så mye «plass» innenfor området for ΔQ_{lim} at vognen er avsporingssikker i vindskjevheten $g_{lim} = 6,33 \text{ ‰}$, også når sporet har en overhøyde på 150 mm. Dette kommer fram i diagrammene på følgende måte: $\Delta Q_{\ddot{u}_g}$ kan erstattes av ΔQ_h —

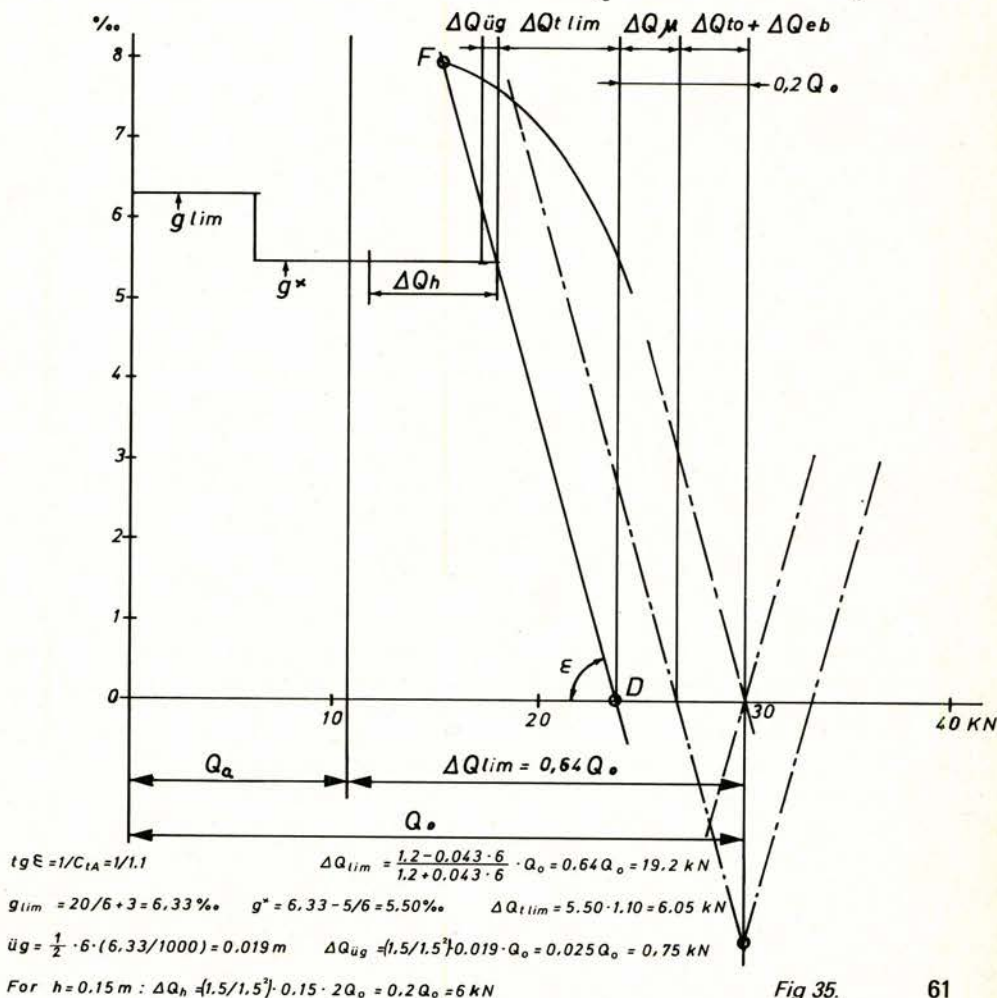
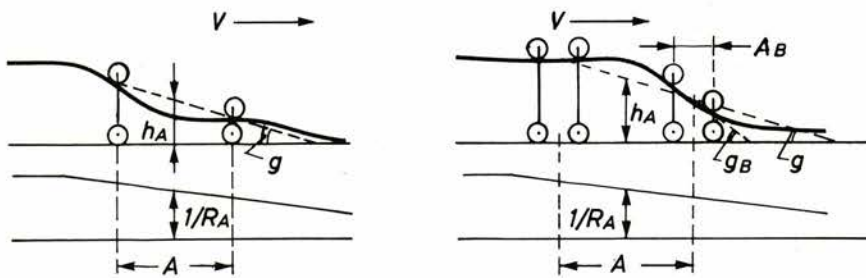


Fig. 35.



Dato	Sted	V (km/h)	Q ₀ (KN)	A/AB (m)	RA (m)	h _A (mm)	g/g _B (%.)	g _{lim} B 55 (%.)
4.8-77	Harran-Lass. ¹⁾	25	42.5	6,0	575	85	7,7	6,3
23.5-78	Audnedal ¹⁾	10	44,8	9,3	630	85	4,9	5,2
30.5-78	Alnabru	30	31,5	5,7	350	90	6,3	6,5
2.10-78	Kambo ¹⁾ ²⁾	28	46,6	16,0/2,5	350	90	2,5/11,0	3,3/10,0 ³⁾
3.1-79	Ottestad ¹⁾	20	36,3	6,0	250	50	8,3	6,3
5.1-79	" ¹⁾	20	28,8	7,0/1,8	250	50	6,8/3,3	5,9/7,0 ⁴⁾
20.6-79	Åmot ¹⁾	30	28,8	4,5	270	80	9,1	7,4
7.9-79	Hallingsk. ¹⁾	30	45,0	6,0	250	135	6,7	6,3
2.8-79	Atna ¹⁾ ²⁾	40	25,0	14,5/2,6	600	100	3,7/6,0	3,4/10,0 ³⁾
1.9-79	Bergheim ¹⁾	30	30,0	8,0	400	65	5,1	5,5
24.9-79	Minnesund ¹⁾	30	71,0	9,3	280	95	5,6	5,2
29.9-79	" ¹⁾	30	62,0	9,3	280	95	3,8	5,2

- 1) Arbeidssted
- 2) Personvogn
- 3) Situasjon 1
- 4) Situasjon 2

Fig 37.

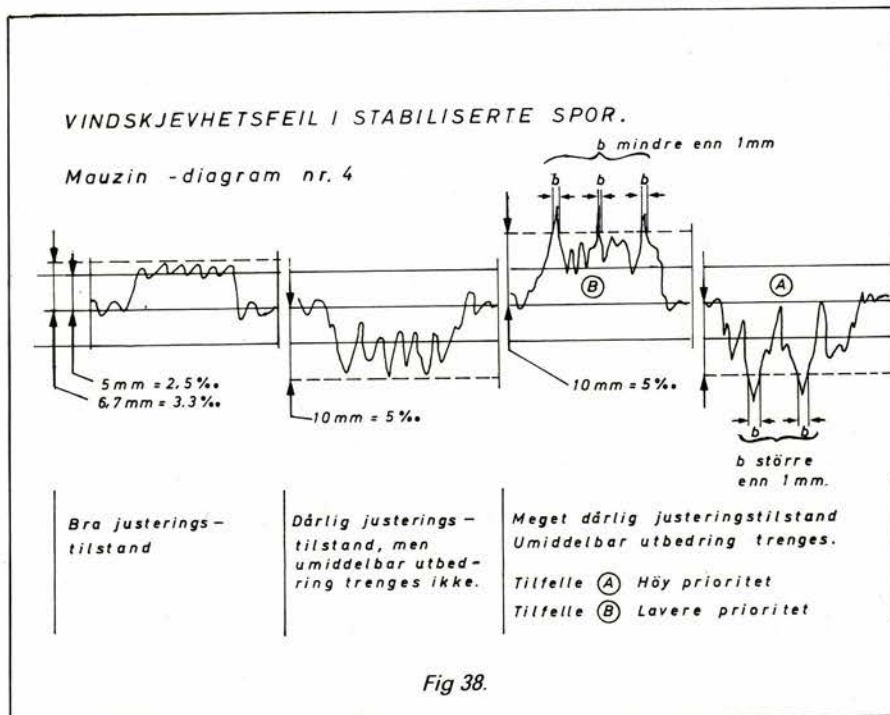


Fig 38.

beregnet for en overhøyde på 150 mm — uten at den totale hjulavlastning blir større enn ΔQ_{lim} .

En kombinasjon av liten akselavstand og liten torsjonsstivhet er meget gunstig. Dette prinsipp må ikke glemmes når anskaffelsen av nye vogntyper vurderes.

4. Gjenstående problemer

Rapport nr. 6 som ble ferdig i 1975 var tenkt som utvalgets sluttrapport, resultatet av 12 års arbeide.

4.1 Problemet av overhøyden

Allerede før Rapport nr. 6 var publisert, ble beregningsgrunnlagene kritisert av både SNCF og NSB. Ved SNCF hadde det vært en del avsporinger av boggivogner med boggiere av typen Y 25 i kurver med liten radius og stor overhøyde, kombinert med en vindskjevhet av en størrelse som var mindre enn g_{lim} . Disse godsvogner var bygget etter retningslinjene fra B 55.

Når disse saker ble diskutert i utvalget, ble det fremhevet at retningslinjene måtte betraktes som den ytterst grense av det som vognkonstruktørene kan ta hensyn til.

Konklusjonen ble at kravene til godsvognenes konstruksjon ikke må skjerpes ytterligere. Problemet burde angripes slik at man undersøker hvilke krav det må stilles til sporet for å oppnå sikkerhet mot avsporinger i spor med overhøyde.

Etter at rapport nr. 6 var ferdig, utarbeidet utvalget et spørreskjema angående reglene for sporets form, sporfeil og avsporingstilfeller i kurver med og uten overhøyde. Bøsvarelseser ble mottatt fra 21 forvaltninger og er sammenfattet i Rapport nr. 7 [7].

Det fremgår av denne rapporten at SNCF allerede har innført nye bestemmelser som går ut på at den største overhøyde fastsettes i avhengighet av kurvens radius og av stigningen på kurvens tilstøtende overhøyderamper, jfr. fig. 36. Som et kompromiss har SNCF senere foreslått å innføre formelen $h = (R - 100)/2$ mm som internasjonal norm.

Det viste seg imidlertid at flere forvaltninger — blant annet DB og NSB — ikke ønsker å gå med på en slik

løsning. Den vil medføre hastighetsreduksjoner eller begrensning av mulighetene til å få hastighetene opp, og større vedlikeholdsomkostninger på grunn av økende belastninger på kurvenes ytre streng.

Utvalget undersøker nå en annen løsning som går ut på at man vil forsøke å angi grenseverdier for sporets vindskjevhet i avhengighet av kurvens radius og overhøyde [17]. Med andre ord kan sikkerheten mot avsporing oppnås uansett sporets overhøyde, men stor overhøyde i skarpe kurver krever en bedre justeringsstandard.

4.2 Godsvogner som ikke oppfyller kravene i henhold til retningslinjene

I 1978 undersøkte DB 72 godsvogner av forskjellige standardtyper, alle bygget i henhold til retningslinjene i Rapport nr. 6. Det viste seg at mer enn halvparten av disse vogner var i en tilstand som ikke var i overensstemmelse med retningslinjene. Årsakene var sannsynligvis at summen av $\Delta Q_{u'}$, ΔQ_{eb} og ΔQ_{to} var mer enn $0,2 Q_o$ og/eller for stor torsjonsstivhet. Det kan jo tenkes at størrelsen C_{TA} har en forholdsvis stor spredning når man undersøker flere vogner i samme vognserie.

Ingen av de undersøkte vogntyper ble betraktet som avsporingfarlige. Utvalget konkluderte at retningslinjene bør tilpasses eksisterende forhold som aksepteres, med andre ord at kravene til vognens konstruksjon bør gjøres lettere, uten å stille ytterligere krav til sporets vedlikeholdsstandard enn det som er nevnt i avsnitt 4.1 [17].

4.3 Økning av torsjonsstivheten som følge av lasten

Dette problem diskuteres for tiden av UIC's underutvalg «Masses admissibles» (Tillatte aksellaster) [16] i forbindelse med en eventuell forandring i bestemmelsen angående ujevnheten av akselkraftens fordeling på begge hjul. Ifølge nåværende bestemmelser av RIV [13] skal forholdet mellom hjulkraftene ikke være større enn 1,25:1, dvs. $\Delta Q_L = 0,11 Q_o$.

Man er klar over at torsjonsstivheten for tomme vogner ofte er større enn det som forlanges i henhold til

retningslinjene av B 55. For lastede vogner med progressive fjærer øker torsjonsstivheten når lasten overskrider en bestemt grense, men også for vogner med vanlige fjærer kan torsjonsstivheten øke i avhengighet av størrelsen og typen av lasten.

For bestemte vogntyper med vanlig fjærsystem, kan det tenkes gitt dispensasjon fra forholdet 1,25:1.

Undersøkelser foretatt av SNCF og DB viser at man i visse tilfeller burde kunne tillate et forhold av 1,5:1 eller 1,7:1 for fullastede vogner.

Hovedproblemet vil imidlertid bli de muligheter vognvisitører har for å kontrollere at et bestemt forhold mellom hjulkraftene ikke blir overskredet.

5. Konsekvensene for NSB

Størrelsen av den maksimale vindskjevheten som funksjon av akselavstanden — dvs. g_{lim} — må betraktes som et grunnlag for konstruksjon av godsvogner, men den må ikke interpretres som en toleranse for sporets justering. Praktisk talt alle avsporinger med lav hastighet har skjedd i spor med overhøyde. Grensene for vindskjevheten i spor med overhøyde bør ligge mye lavere enn g_{lim} . Så lenge utvalg B 55 ikke har angitt disse grenser, må vi holde oss til regelen at vindskjevheten ikke skal være større enn 3,33 ‰ (1:300), målt over en lengde av mer enn 3 m.

En analysing av en del avsporingstilfeller viser at sporets vindskjevheter, målt over akselavstanden eller boggisenteravstanden, som regel var litt mindre eller litt større enn g_{lim} , men uten unntak skjedde alle avsporinger på steder hvor vognen sto i en overhøyde av 50 mm eller større, jfr. fig. 37. På slike steder er den kritiske grense for vindskjevheten mindre enn g_{lim} .

Hvis NSB går inn for å gjøre sporet på arbeidssteder ubetinget avsporingssikkert, vil dette medføre større forandringer i nåværende arbeidsrutiner når det gjelder sporfornyelse, ballastrensing, løfting eller senkning av sporet. Større krav til sporets justeringsstandard før togpassasje tillates, medfører at togpausene i mindre grad kan utnyttes.

Ved kontroll av stabiliserte spor ved hjelp av Mauzinvognen — målebasis 2,75 m — må vindskjevheter betraktes som farlige når de overskrider 5 ‰ og særlig når lengdene — målt i diagrammene — er større enn 1 mm — jfr. fig. 38 — eller når de forekommer på steder hvor overhøyden er over 100 mm.

Grenseverdiene som Utvalg B 55 vil utarbeide — dvs. vindskjevheten i avhengighet av radius og overhøyden — vil skaffe et godt grunnlag for å kunne utpeke et fåtall virkelig avsporingfarlige steder. Men det trenges da en målevogn som også registrerer overhøyden og som inneholder et regneverk som kontinuerlig sammenligner de målte verdier for radius, overhøyde og vindskjevhet.

Til en viss grad bør en reduksjon av overhøyden komme på tale, særlig når det gjelder sidebaner. På stambaner hvor vi går inn for en økning av kurvehastigheter for spesielle ekspressstog, er denne mulighet meget begrenset.

Når det gjelder vognene kan NSB bare influere på sine egne vogner. Det minste kravet som må stilles, er at disse har den samme sikkerhet mot avsporing som det som forlanges i henhold til reglene fra UIC/ORE og RIV. Hjuldreining med 60° flensvinkel må stoppes. Det må i prinsipp ikke anskaffes 2-akslede vogner med akselavstander over 9 m. For øvrig burde retningslinjene fra B 55 forsøkes anvendt, slik at overhøyden « u_g » erstattes av $h = 150$ mm, jfr. avsnitt 3.8.

Torsjonsstivhetsmålinger bør innføres som vanlig kontrollrutine i verkstedene.

Videre kan det være ønskelig å ta opp på nytt problemet med kontroll av vognenes skjevbelastning ved hjelp av spesielle vognvekter som automatisk indikerer akslene hvor forholdet mellom hjulkraftene overskrider bestemte grenser.

Symbolliste

A	Akselavstanden for 2-akslede vogner eller boggisenteravstanden.	Q_i	Hjulkraften på indre skinnestreng.	ΔQ_t	Hjulskraftforandring p.g.a. vognens torsjon.
A_B	Akselavstanden for en boggi.	ΔQ_h	Hjulskraftforandring p.g.a. overhøyden.	ΔQ_{tlim}	Største hjulskraftforandring p.g.a. vognens torsjon.
c_{tA}	Den totale torsjonsstivheten for en vogn (kN/‰).	ΔQ_g	Hjulskraftforandring p.g.a. sporets vindskjevhet.	$\Delta Q_{tlim} = g^* \cdot c_{tA}$	
ε	Arc.cot. c_{tA} .	ΔQ_L	Hjulskraftforandring p.g.a. sideveis eksentrisitet av lasten.	$\Delta Q_{üg}$	Hjulskraftforandring p.g.a. overhøyden \ddot{u}_g .
f	$= \text{tg}(\gamma_i + \varrho_i)$.	ΔQ_k	Hjulskraftforandring p.g.a. tverrkrefter mot buffertene.	ΔQ_{lim}	Den største (tillatte) hjulkraftforandring ifølge retningslinjene fra B55.
g_T	Den tilsktede stigning for en overhøyderampe.	$Q_{1,1'}$		S	Avstanden mellom senterne av de to skinnestrenger = 1,50 m.
g	Sporets vindskjevhet (‰).	$Q_{1,2}$	Gjennomsnittlige hjulkrefter på et vannrett spor for hjul nr. 1.1, 1.2 osv.	\ddot{u}_g	Sporets overhøyde h_A p.g.a. en vindskjevhet g_{lim} .
g_{lim}	Grænseverdien for sporets vindskjevhet (‰).	ΔQ_{μ}	Hjulskraftforandring som følge av torsjonsfriksjonen.	V	Kjørehastighet.
g_t	Vognens torsjon (‰).	ΔQ_{ea}	Hjulskraftforandring p.g.a. eksentrisitet i lengderetning av vognens tyngdepunkt.	Y_a	Hjulets tverrkraft mot ytre streng = føringskraften.
g^*	Grænseverdien for torsjonen av en vogn eller en boggi.	ΔQ_{eb}	Hjulskraftforandring p.g.a. sideveis eksentrisitet av vognens tyngdepunkt.	Y_i	Hjulets tverrkraft mot indre streng.
h	Sporets overhøyde.	ΔQ_{to}	Hjulskraftforandring p.g.a. vognens egen vindskjevhet.	dz	Løfting av hjulet.
h_A	Gjennomsnittlig overhøyde for to aksler eller 2 boggier.			α	Anløpsvinkelen.
Q_o	Gjennomsnittlig hjulskraft = Tyngden av vognen + eventuell last dividert med antallet hjul.			γ_a	Flensvinkelen.
Q_a	Hjulkraften på ytre skinnestreng.				

Kildefortegnelse

- | | | | | | |
|-----|--|-------|--|----|---|
| 1—7 | ORE B55 — Entgleisings-sikkerhet von Güterwagen in Gleisverwindungen. | | nung und Messung der massgeblichen Fahrzeugkennwerte. | | 1978 — Progressive Federung für künftig zu bauende Güterwagen für hohe Geschwindigkeiten. |
| 1 | Rapport 1 — 1964 — Die radlastmessung als Mittel zur Kontrolle von zweiachsigen Güterwagen. | 7 | Rapport 7 — 1978 — Entgleisungen in Bögen mit grosser Überhöhung und kleinem Radius. | 13 | RIV — Übereinkommen über die gegenseitige Benutzung der Güterwagen im internationalen Verkehr. |
| 2 | Rapport 2 — 1965 — Statistische Erhebungen bezüglich der zulässigen Gleisverwindungen. | 8 | ORE C 138 — Zulässige Höchstwerte der Y- und Q-Kräfte und Entgleisungskriterium — Rapport 3 — 1979 — Entgleisungs-Versuche mit zweiachsigen Güterwagen in Derby. | 14 | UIC-Fiche 510—2 — 1978 — Bedingungen für die Verwendung von Rädern verschiedener Durchmesser in Laufwerken unterschiedlicher Bauart. |
| 3 | Rapport 3 — 1966 — Zulässige Radlastabweichungen an zweiachsigen Güterwagen. Band 1: Bericht. Band 2: Anlagen, Band 3: Tabellen und Figuren. | 9 | ORE B 125 — Laufsicherheit der Fahrzeuge mit Automatischer Kupplung — Rapport 7 — 1977 — Schlussbericht, Übersicht über die Probleme — Darstellung der behandelten Fragen. | 15 | UIC-Fiche 530—2 — Einzuhaltende Bedingungen für Güterwagen, die für die Automatische Kupplung geeignet sind. zur Gewährleistung der Laufsicherheit. |
| 4 | Rapport 4 — 1970 — Zweiachsige Güterwagen unter gleichzeitiger Beanspruchung durch Gleisverwindungen und Querkraft—Komponenten der automatischen Kupplung. Dynamische Wirkungen von Gleisunebenheiten. | 10—12 | ORE B 134 — Neuzeitliche Federung für 2-achsige Güterwagen. | 16 | Referat fra møtet 29.1.79 i Paris av UIC-underutvalget «Masses admissibles». |
| 5 | Rapport 5 — 1973 — Erhebung über die verteilung der Gleisverwindungen für Längenbasen von 1,80 — 19,80 m. | 10 | ORE B 134 — Rapport 1 — 1976 — Progressive Federung für vorhandene 2-achsige Güterwagen. | 17 | Informationsnote Oktober 1979 über den Stand der Untersuchungen im erweiterten Arbeitsprogramm der ORE Frage B55. Bilag til brev av 24.8.79 fra ORE-direktøren. |
| 6 | Rapport 6 — 1975 — Bedingungen für das Befahren von Gleisverwindungen. Berech- | 11 | ORE B 134 — Rapport 2 — 1978 — Progressive Federung, Betriebsversuche. | 18 | Avsnitt A 3.9. i Band 2 av Rapport 3, ORE B55. |
| | | 12 | ORE B 134 — Rapport 3 — | | |

Elektrotekniske installasjoner ved Oslo Sentralstasjon

Av overingeniør Thv. Heiberg og avd. ingeniør B. Kristiansen

Et moderne stasjonsanlegg av dette format forutsetter også betydelige elektrotekniske installasjoner.

Den samlede elektrotekniske utbyggingen på selve stasjonsområdet, tunnelen, samt Skøyen - Bestun-området beløper seg til 200 mill. kr. i dagens prisnivå. I tillegg kommer de faste elektriske installasjoner i stasjonsbygning, fordelingshall m.v. Slike installasjoner utgjør vanligvis 10–15 % av byggets kostende, avhengig av byggets art.

Hva angår de ulike kategorier elektrotekniske anlegg som er spesielle for jernbane, er det i det følgende gitt en oversikt over disse.

Sikringsanlegg

Norges Statsbaner har i samarbeid med A/S Elektrisk Bureau og Dansk Signal Industri A/S utformet en ny type relésikringsanlegg for Oslo S som kalles NSB 1977.

Dette er en videreutvikling av Danske Statsbaners type DSB 64 og 72 og tilpasset NSB's signalreglement.

Manøver- og overvåkingssystemet er oppbygget omkring datamaskiner og billedskjermer som leveres av L M Ericsson. Anlegget er beskrevet av A. Sakshaug i en egen artikkel i NSB-Teknikk nr. 3/1978.

Kontaktledningsanlegg

Utbyggingen av Oslo Sentralstasjon med tilhørende områder medfører et

kontaktledningsanlegg som etter NSB's forhold må betegnes som ganske stort. Omfanget fremgår av tabell 1.

Ved åpningen var i alt ca. 30 km sporlengde elektrifisert.

Umiddelbart etterpå fortsetter utbyggingen av selve stasjonen fram til stadium III som skal være ferdig til høsten i år. De resterende stadier vil bli utført i takt med sporleggingen i tiden fremover. Hva angår planlegging og utførelse av kontaktledningsanlegget er det grunn til å peke på at det ikke bare er tale om å fremskaffe et nytt anlegg, men også i utstrakt grad å tilpasse dette til kontaktledningsanlegget på eksisterende spor under drift, med en gradvis overgang til det nye sporområdet.

1. Utførelse

Anlegget er bygget etter nyeste NSB-standard (system 35) med spesielle tilpasninger der hvor forholdene har gjort det nødvendig.

Det skal her ikke gis noen generell beskrivelse av systemet, men bare omtale det som er spesielt for dette anlegg.

I friluft er det overalt brukt stålmaster. Over alle spor er det lagt opp 100 mm² kontakttråd og 50 mm² bærelinje med et samlet strekk på ca. 14 kN, fordelt med 7 kN på hver leder.

Som følge av mange forskjellige nye tunnelprofiler og kravet om 5 m

kontakttrådshøyde har det vært nødvendig med nye utligger typer. Fig. 1 viser type hB for montasje på festejern i hvelvet profil.

Det spesielle ved utførelsen er at den bare har en isolator som er dreibar om en loddrett akse ved festejern og er påkjent på bøyning. Konstruksjonen er av engelsk fabrikat.

Fig. 2 viser type bA for montasje på tunnelvegg eller hengemast i profil med flatt tak. Denne utligger type medfører ikke nytt materiell, idet den er satt sammen av materiell fra andre typer.

Fig. 3 viser tredje type nt til bruk i hvelvet profil med midtvegg eller hengemast mellom sporene. Utliggeren ble utviklet for bruk i Lieråstunnelen.

Disse 3 utligger typene er også brukt som seksjons/avspenningsutligger ved å plassere 2 stykker i 2 m avstand og bruke en for hver av de to møtende ledningsparter. Systemhøyden er 450 mm, hvilket gir en maksimal spennlengde på 40–42 m.

Av sikkerhetshensyn er tunnelutliggerne i dobbeltsporet tunnel så vidt mulig montert på tunnelveggene.

Der man har måttet bruke hengemaster mellom sporene, er det bare en utligger pr. hengemast og skjerm mot det andre sporet. Hengemastene for de to sporene er forskjøvet i forhold til hverandre i lengderetningen.

Ledningspartene er fast avspent i en ende og bevegelig i den annen. For å unngå kompliserte nisjer for avspenningsloddene, er det brukt en gasshydraulisk ledningsstrammer som er vist i fig. 4. Denne består av en sylinder som er fylt med en blanding av gass og hydraulikkvæske i et slikt forhold at trykket holder konstant strekk i ledningene ved varierende temperaturer. Lengden av ledningspartene er fra 600 til 800 m.

Kontaktledningen er oppdelt i seksjoner som kan sammenkoples med brytere. Disse fjernkontrolleres fra Lillestrøm omformerstasjon ved et datastyrt anlegg, levert av firma EGA A/S. Bryterne er plassert i nisjer eller på tunnelvegg der hvor forholdene

Tabell 1

Stasjon, fra km 0, stadium II	ca. 13 km	
Stasjon, tillegg for stadium III	ca. 2 km	
Stasjon, tillegg for stadium IV	ca. 8 km	
Stasjon, tillegg for stadium V	ca. 2 km	
Stasjon, tillegg for full utbygging	ca. 7 km	ca. 32 km
Oslo tunnel fra km 0 + spor fram til Skøyen		ca. 10 km
Skøyen-Bestun 1. byggetrinn	ca. 4 km	
Tillegg for 2. b.tr	ca. 2 km	ca. 6 km
Alnabru S. sporgruppe 5		ca. 4 km
Lodalen driftsbanegård inkl. vognhall		ca. 18 km
Loenga skiftetomt		ca. 10 km
Sum		ca. 80 km
Tidligere utbygget på Alnabru S		ca. 25 km
Samlet elektrifisert sporlengde		ca. 105 km

Tabell 1. Oslo Sentralstasjon, elektrifisert sporlengde.

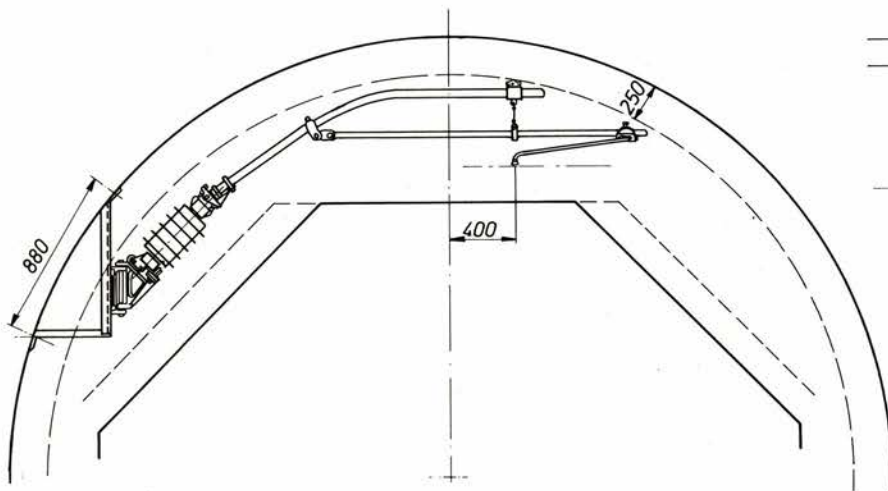


Fig. 1.
Utligger type hB

tillater det. Bryterledningene er etter forholdene lagt som kabler eller blank ledning på isolatorer.

I tunnelen er det to sugetransformatorer, en for hvert spor, plassert i nisjer.

I alle nisjene kommer spenningsførende deler for lavt ned etter forskriftene. Det er derfor satt opp gitter for å hindre utilsiktet berøring.

Alle bolter for kontaktledningsfestene er innstøpt i hullene med en hurtigherdnende polyestermasse som herdner så raskt at boltene kan belastes like etter innstøpingen. Polyesterren omgir boltene helt og hindrer rustdannelse. Alle festene er jordet til spor med 50 mm² isolert kobbertråd.

For å unngå uønskede returstrømkretser fra skinner via jordledning — feste — jernbolter til betongarmeringen, er festene elektrisk atskilt fra boltene. Armeringen i tunnelen er av denne grunn og av hensyn til induuerte spenninger delt opp i passende seksjoner.

Over plattformsporene på stasjonen er det mellom DA-bygget og Ny-

landsveien bru brukt spesielle åk ut fra arkitektoniske hensyn.

På Bestun snustasjon er for første gang ved NSB tatt i bruk åk av type 11 som er skissert på fig. 5. De veier omtrent halvparten av de gamle og har dessuten den store fordel at de ligger over bærelinjen. Mastelengdene er som for de gamle åk. Spennvidden er 33,5 m.

Det brukes vanlige utligger med noe redusert systemhøyde montert i hengemaster.

Det er ikke nødvendig med ekstra staving av åkene når de skal heises med kran.

Konstruksjonen er svensk (SJ), men åkene er laget i Norge.

Fra Kverner til Bestun er alle kabler for banestrøm lagt i kanaler, i støpt gangbar tunnel eller i åpent rom under plattform 3/4.

Kanalene består av u-formede betongelementer med lokk som ligger i plan med bakken eller på egne hyller i tunnel. I den gangbare tunnelen og under plattform 3/4 ligger kablene for banestrømmen på gulvet innstøpt i magerbetong av hensyn til brannfaren.

Alle krysninger under spor er lagt i plastrør.

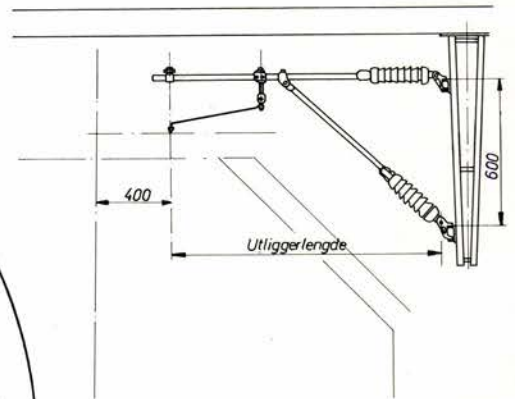


Fig. 2.
Utligger type bA

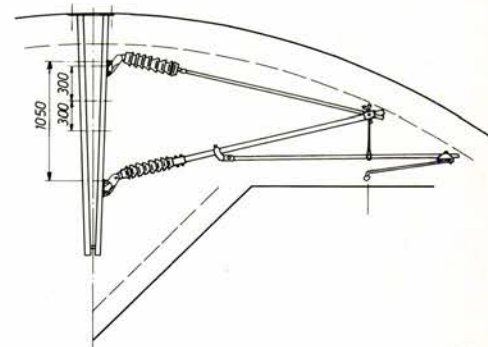
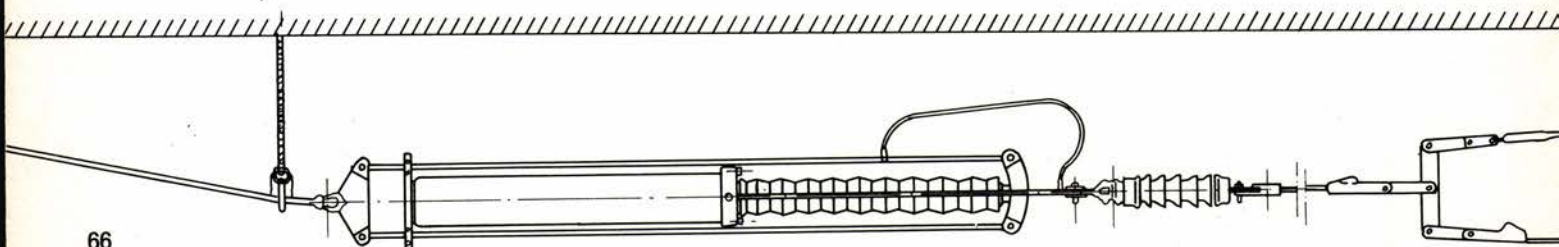


Fig. 3.
Utligger type nt

Fig. 4.
Gass-hydraulisk ledningsstrammer



2. Strømtilførsel

Fra koplingshuset ved foten av Brynsbakken er det ført forbigangsledninger til seksjonene ved innkjørhovedsignalene for Hoved-, Gjøvik-, Østfold- og Drammenbanen.

Dessuten går det kabler ut fra koplingshuset på Oslo S for mating av stasjonstomtens sporgrupper, samt til Lodalen og Loenga.

Fig. 6 viser koplings skjema for full utbygging. Det er ved utformingen lagt vekt på at det kan arbeides mest mulig farefritt på anlegget, samtidig som trafikkavviklingen skal hindres minst mulig ved utkopling av de enkelte seksjoner.

Høyspenningskablene er av type PEX 1 x 240 mm² Al 15 kV. Kablene er lagt i dobbelt antall bortsett fra den til Loenga, slik at det i alt grener ut 21 kabler fra koplingshuset.

3. Returledninger

For å unngå å få returstrømmen fra de tilstøtende baner inn gjennom stasjonens sporfelter, er det lagt returkabler fra en samleskinne i koplingshuset ut forbi innkjørhovedsignalene. For Hoved- og Drammenbanens vedkommende er disse tilkoplede den gjennomgående returledning som disse baner har.

Egne returstrømkabler er også ført direkte ut til stasjonstomten.

Returkablene er av 2 stk. type PEX 1 x 240 mm² Al, 1 kV for hver kurs.

Teletekniske installasjoner

De teletekniske anlegg ved Oslo S

omfatter dels installasjoner som er nødvendige for togfremføringen og for driften av stasjonene, dels anlegg for å gi bedre informasjon og service overfor de reisende.

Foruten de ordinære svakstrømsinstallasjonene i selve stasjonene og i DA-bygget for øvrig, så som vanlig automattelefon, hustelefon, uranlegg og brann- og tyverialarmer, er det 5 forskjellige typer større anlegg:

1. Toganviseranlegg
2. Telefonanlegg for togledelsen
3. TV-overvåking
4. Høytaleranlegg
5. Radioanlegg

1. Toganviseranlegg

Det er montert et datastyrt toganviseranlegg for de reisende ved Oslo S, Nationaltheatret st. og Skøyen st., hvor alle togavganger og fjerntogankomster er programmert inn i henhold til halvårs-ruteplanen. Dette er NSB's første toganviseranlegg, og det gir en informasjonstjeneste for de reisende som langt overgår det som er praktisk mulig ved et manuelt skiltesystem.

Informasjonen er skrevet på såkalte flaps eller paletter av aluminium, som er samlet i enheter og mates fram med signaler fra styringssystemet. Av disse palettenhetene kan det bygges opp plattformanvisere og større informasjonstavler etter behov.

I utbyggingen inngår plattforman-

visere for hvert spor (fig. 7). På selve Oslo S finnes også anvisere i sentralhallen foran inngangen til hver av rampene, samt i persontunnelen ved hver plattformoppgang.

Sentralhallen på Oslo S og Nationaltheatret st. vil bli utstyrt med hovedtavler, hvor avganger og ankomster med tilhørende orientering angis.

Ved å nytte et datastyrt system med halvårsprogram blir betjeningen av anlegget relativt enkel. Alle avganger og ankomster settes opp og slettes automatisk på etter hvert som tavlen er ledig. Rutemessige og spormessige avvik må imidlertid korrigeres fra en betjeningsplass.

Toganviseranlegget er forberedt for senere å kunne arbeide sammen med et automatisk tognummersystem, noe som vil bety nærmest et helt automatisk anvisersystem.

I tillegg til tavler og anvisere kan de forskjellige anvisningene vises på datakjermer plassert på forskjellige steder etter behov.

Det ferdig installerte toganviseranlegg vil beløpe seg til ca. 6 mill. kr. Firmaet Elektrisk Bureau står som hovedleverandør av anlegget. Anvisere og tavler produseres av det tyske firmaet Krone, mens all programvare utvikles av firmaet Dansk Signal Industri.

2. Telefonanlegg for togledelsen

Det store antall sambandslinjer av forskjellig slag som er nødvendig for

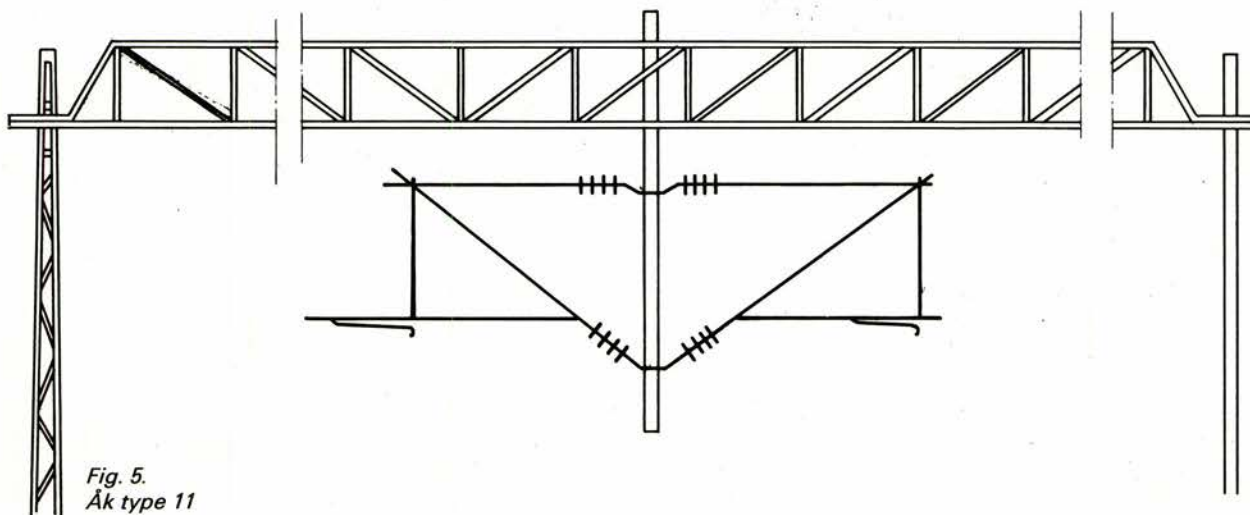
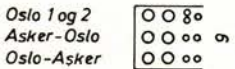
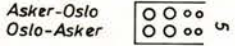
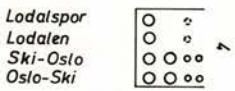


Fig. 5.
Åk type 11

Fig. 6.
Koplingsskjema for full utbygging av
Oslo S



¹⁾ 2 stk. 1x95⁺ Cu
og 1x50⁺ Cu 1000 V
2 stk. 1x150⁺ Cu 16000 V
Sv. framtidig

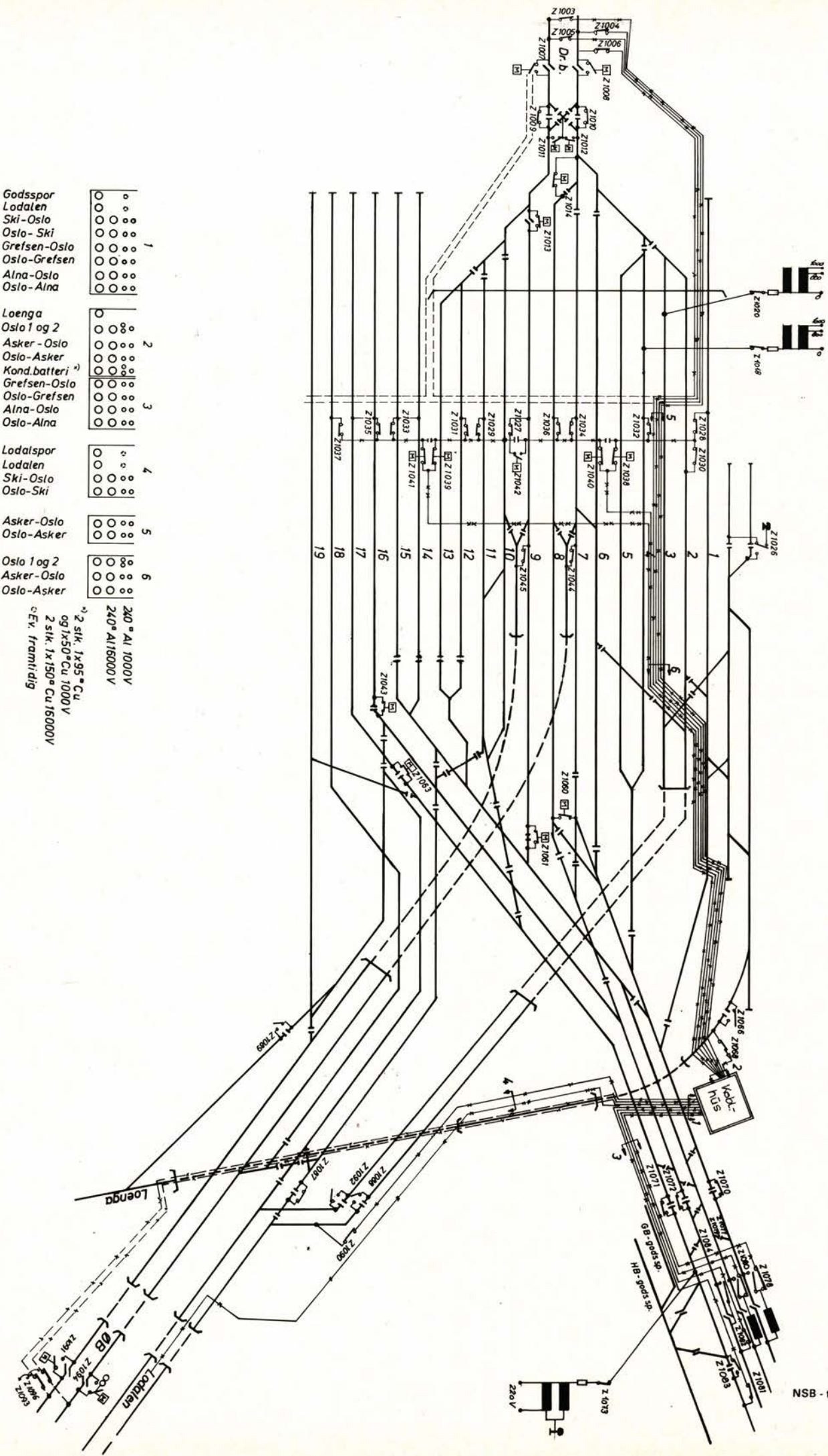


Fig. 7.
Toganviser på plattform



Fig. 8.
Manøverbord for sikringsanlegg med linjetakerpanel

fjernstyringsoperatør og stillverk, er samlet i et såkalt linjetakersystem. Firmaet Elektrisk Bureau står her som leverandør av et anlegg som er spesielt tilpasset NSB's behov. Hver betjeningsplass i fjernstyringssentral og i togekspedisjon har sitt eget linjetakerpanel, hvor linjene kan betjenes fra sine respektive linjeknapper, som vist på fig. 8. Foruten mikrotelefon og nummertastatur for automattelefon er panelet utstyrt med indikator som viser den anropende signaltelefonens

(blokktelefonens) signalnummer. Linjetakeren har en kapasitet på 250 forskjellige sambandslinjer. Alle typer linjer kan tas inn.

I stedet for et konvensjonelt blokktelefonsystem, har man ved Oslo S valgt å bygge opp et spesielt signaltelefonanlegg, hvor telefonapparatene ved signalene i sikringsanlegget, i alt ca. 60 apparater, har hver sin linje inn til linjetakeren. Dette systemet er enklere og rimeligere enn ordinær blokktelefon og vil gi bedre oversikt over trafikksituasjonen, da alle anrop straks kommer inn på tilhørende linjeknapp og lampe i linjetakeren. Sys-

temet vil ha samme sikkerhet som et ordinært blokktelefonsystem, og brukeren ute vil ikke merke forskjellen fra ordinær blokktelefon.

3. TV-overvåking

Det er installert et omfattende anlegg for TV-overvåking både på Nationaltheatret st. og ved Oslo S. Dette er vesentlig for ordensovervåking og for overvåking av rulletrapper og rullebaner. Overvåkingen vil skje fra en vakt-sentral ved Oslo S. Parallelt vil man ha muligheten for lokal overvåking fra monitorer i ekspedisjonen på Nationaltheatret st. Stillverket ved Oslo S vil også ha parallell-monitorer for overvåking av plattformen på Nationaltheatret st.

TV-overføringen fra Nationaltheatret st. til Oslo S skjer som optisk signaloverføring gjennom glassfiberkabel.

4. Høytaleranlegg

Alle utvendige og innvendige publikumsområder ved Oslo S og Nationaltheatret st. har høytalerdekning. I tillegg har de innvendige områder induksjonssløyfer for hørselshemmede koplet til høytaleranlegget, slik at den hørselshemmede kan få annonseringen inn på sitt høreapparat.

Ved annonsering av toggangen vil man basere seg mest mulig på avspilling av ferdig innleste tekster, og det er fjerntogene som i første rekke vil bli annonsert. Det omtalte toganviser-anlegget vil være forberedt for også å kunne styre høytalerannonseringen av toggangen.

5. Radioanlegg

I tunnelen er det installert et radioanlegg med full radiodekning ved hjelp av såkalt split-coax antennekabel og forsterkere. Anlegget inngår som en del av det vedlikeholdsradionett som NSB bygger ut på landsbasis. Dette spesielle tunnelradioanlegget er levert av det sveitsiske firmaet Auto-phon, og er det første i sitt slag i Europa. ■

Nye Flåmsbanelokomotiver

Av avd. ing. Audun Amundsen

1. Innledning

Lokomotivene av type El 9 som i dag kjøres på Flåmsbana er gamle og sterkt nedslitte. NSB's verksteder har flere ganger klaget over vanskene med vedlikeholdet. Spesielt er banemotorene dårlige, og med 32 år (byggeår 1947) på nakken er El 9 generelt utslitt. Den opprinnelige planen var å anskaffe 5 nye Flåmsbanelokomotiver. En billigere løsning ble valgt: Ombygging av 3 stk. El 11 lokomotiver til Flåmsbanelokomotiver.

Flåmsbana er en særegen bane som stiller store krav til trekraftmateriellet. På den 20 km lange banen er det gjennom 20 tunneler og 8-tallskurve en stigning på 865 m. På det bratteste har banen 55 ‰ stigning. Dette er enestående for en vanlig adhesjonsbane.

De nye Flåmsbanelokomotivene vil bli mer fleksible enn de gamle El 9, idet de også skal brukes på NSB's øvrige banenett.

Det er på bremsesiden det vesentlige av ombyggingen skal utføres. El 11 har i dag 3 forskjellige bremsere og vil etter ombygging få følgende to i tillegg:

- magnetskinnebrems
- elektrisk motstandsbrems.

Det er det store fallet på 55 ‰ som krever bedre bremseutrustning enn på det øvrige banenett.

2.1. Magnetskinnebrems — oppbygging og virkemåte

De vanlige bremsetyper er begrenset av den forholdsvis dårlige friksjonskoeffisienten mellom hjul og skinne. Dette gjelder for klossbremser, skivebremser, elektrisk motstandsbrems, virvelstrømbrems og hydraulisk brems. Friksjonskoeffisienten varierer mellom 0,10 og 0,40 — avhengig av forholdene.

Magnetskinnebremsen er her i en særstilling, idet den er uavhengig av adhesjonsforholdene mellom hjul og skinne. Derved kan bremsekraften økes. Dette skjer ved at skinnebremsen suger seg fast mot skinna som en magnet. Vi kan populært si at mag-

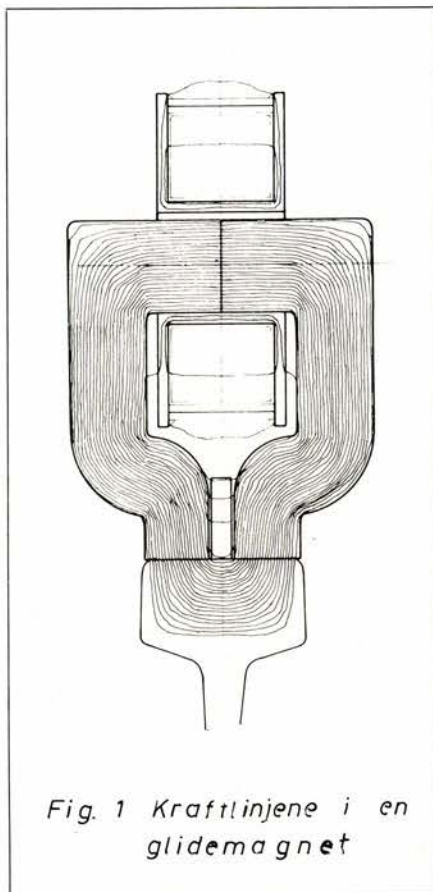


Fig. 1 Kraftlinjene i en glidemagnet

netskinnebremsen lager en falsk adhesjonsvekt.

En magnetskinnebrems er i prinsipp en elektromagnet. Den består av en viklet jernkjerne som kan tilføres batteristrøm. Jernkjernen er utformet slik at de magnetiske kraftlinjene når et maksimum ved overgangen fra skinnebrems til skinne (se fig. 1). Magnetfeltet styres ned i skinna ved en kraftig isolert plate som er lagt inn under spolen.

Den delen av skinnebremsen som ligger an mot skinnetoppen er oppdelt i flere bevegelige, påskrudde magnetsko. Disse er bevegelige og oppdelte for at bremsen skal ligge godt an mot skinna, selv ved sporjevnheter og sporfeil.

Størrelsen av den magnetiske tiltrekningskraft er bestemt av antallet viklinger på spolen samt avstand og utforming mot skinne. Heftkraften for El 11's skinnebrems vil bli 65 kN pr. boggi. Denne kraften gis av summen av den magnetiske tiltrekningskraft og skinnebremsens tyngde. Bremsekraften er avhengig av heftkraften og friksjonskoeffisienten mellom magnetsko og skinne. Kraften er også avhengig av hastigheten. Bremsekraft som funksjon av hastighet og friksjonskoeffisient er vist i fig. 2.

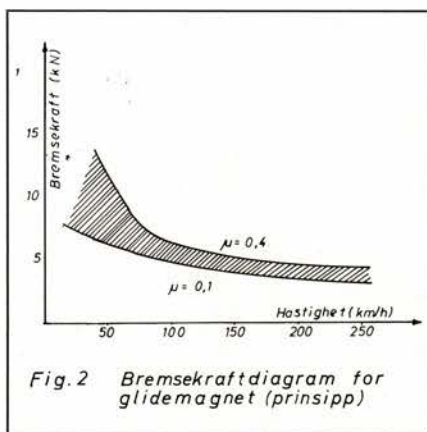


Fig. 2 Bremsekraftdiagram for glidemagnet (prinsipp)

Mekanisk utførelse

Magnetdelen i skinnebremsen besto tidligere bare av fast tilskrudde hestekoformede magneter. For å forbedre anlegget på skinna, øke kontakten mellom magnet og skinne og derved øke bremsekraften, er det utviklet en ny type magnet: glidemagnet.

Den høyere bremsekraften på denne magneten får størst utslag ved høyere hastigheter og jo lenger magneten er. Som materiale for glide- og bremsesålen blir brukt valset stål med lite kullstoff-innhold, støpestål, smistål eller grått støpejern.

På den stive magnetskinnebrems-typen består slitesålen hovedsakelig av valset stål.

Glidemagnetten kan inndeles etter materiale i den innbygde bremsesåle:

1. Helsmidde eller helstøpte stålgli-dere har på grunn av sin høye

magnetiserbarhet den høyeste heftkraften. Disse kan imidlertid ha en tendens til å sveise seg fast i skinna. Oppbyggingsprinsippet er vist i fig. 3.

2. Støpejern og legert støpejern har omtrent 30 % lavere heftkraft enn stålglidere forutsatt samme geometriske form som i pkt. 1.
3. Stålglidere med utbyttbare slitesåler av legert støpejern forener fordelene fra de 2 tidligere nevnte utførelsene. Oppbyggingsprinsippet er vist i fig. 4.

2.2. Magnetskinnebrems på El 11

Innbygging i boggien

El 11 er ikke forberedt for skinnebrems. Boggens utforming gir derfor knapt plass for dette. Med en del konstruktive endringer i boggien ble det likevel mulig å få innpasset en magnetskinnebrems med alt dens tilbehør. Ombyggingen av boggene og innmontering av skinnebrems skal gjøres ved Statsbanenes verksted, Grorud, mens det tyske firma KNORR leverer magnetskinnebremsene.

Manøvrering av skinnebremsen

Magneten heises opp fra skinna og til hvilestilling ved å fylle fire trykkluftbelger. Omvendt senkes magneten til bremsestilling ved å tømme belgene for luft. Batterispenning koples automatisk inn når magnetskinnebremsen trer i funksjon, derved oppnås maks. bremsekraft så raskt som mulig. Fig. 5 viser heftkraften som funksjon av avstand over skinnetopp.

Skinnebremsen bremser ved følgende to manøvrer:

1. Ved nødbremning slås magnetbremsen automatisk på.
2. Egen bryter i førerbordet styrer bare magnetbremsen.

Bremsekraftoverføringen

Den oppnåelige bremsekraft er avhengig av tiltrekningskraften fra magneten og friksjonen mellom polsko og skinne. Den blir overført til lokomotivet via spesielt tilpassede medbringere på boggirammen. Mellom anslaget fra magneten og medbringeren må det innbygges spesielle

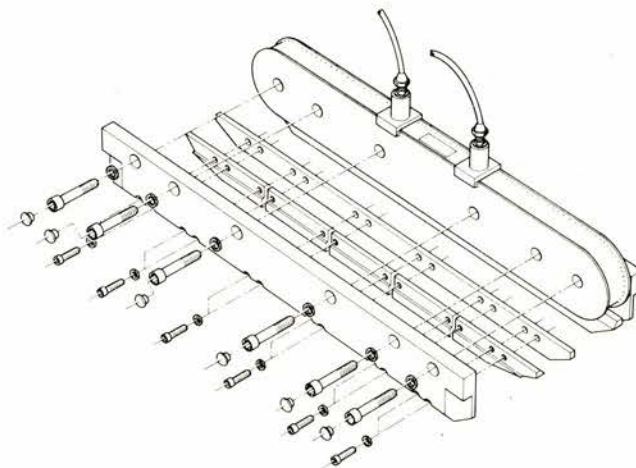


Fig. 3 Helsmidd magnet.

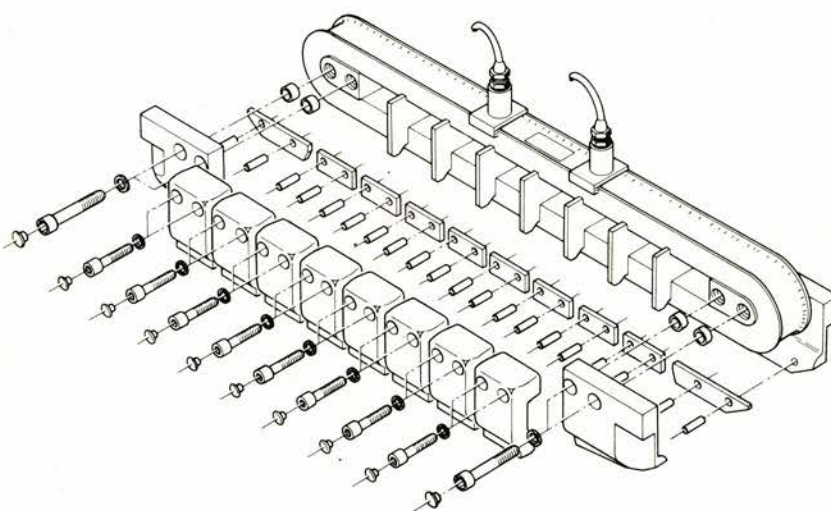
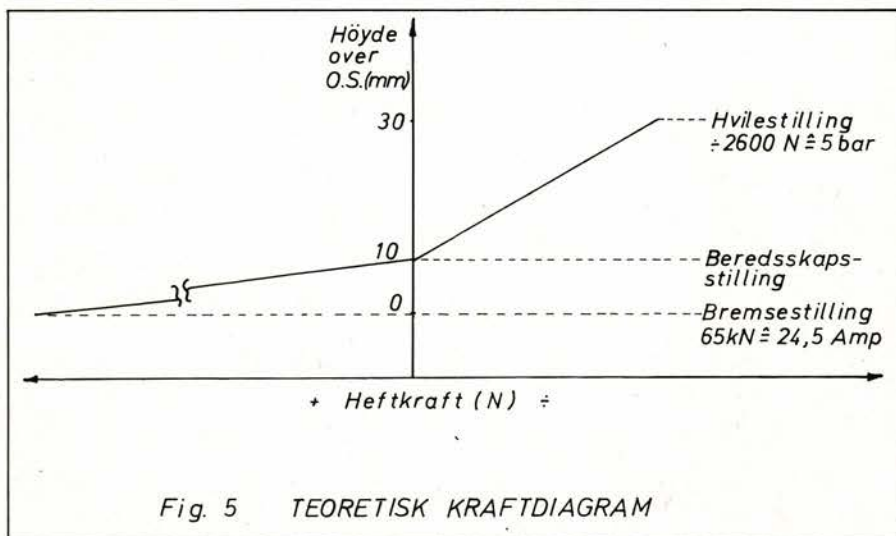


Fig. 4. Glidemagnet



umagnetiske belegg. Dette for at magneten ikke skal bli hengende fast her når den blir slått på.

Skinnebremsen har en heftkraft på 65 kN. Ved middels friksjonsforhold vil magneten kunne bidra med en ekstra friksjonskraft:

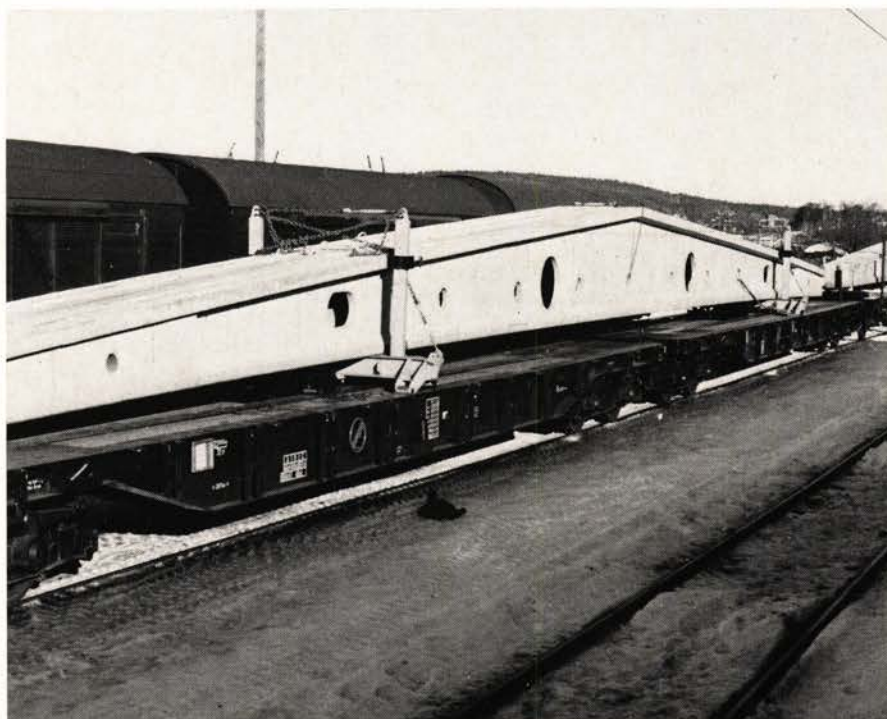
$$F = 2 \cdot 65 \text{ kN} \cdot 0,2 = 26 \text{ kN}$$

Tidsplan

Ombyggingen var opprinnelig planlagt i 1979. På grunn av forsinket levering av den elektriske motstandsbremsen vil ombyggingen av det første lokomotivet starte tidligst høsten 1980. I 1981 vil det kunne settes i drift som Flåmsbanelok.

Spesialvogner for transport av langt gods

Av avd.ingeniør Audun Amundsen



Behovet for transport av langt gods har økt den seinere tid. Betongelementer utgjør hovedtyngden av dette spesielle godsslag.

For at NSB skal ha et best mulig tilbud også på dette transportområdet, er det anskaffet spesialutstyr. 4 vogner av type Rps er tilrettelagt for parvis bruk til gods som må plasseres over 2 vogner. Vognene har fått Litra Rps-t. En passende avstandsvogn (mellomvogn) kan settes mellom opplagingsvognene dersom lastens lengde krever dette. Vognene har et forsterket midtparti for å tåle den høye, konsentrerte belastningen.

Lasten hviler på et bolster som via en senterpanne er lagret i én tralle midt på vognen. Tralla er nedfelt mel-

Fig. 1.
Betongbjelker på Rps-t-vogner.

lom vognas langbjelker hvor den kan bevege seg 1,7 m fram eller tilbake i vognas lengderetning. Lasten fastspennes i flyttbare staker med kjetting og strekkfisk. Fastbindingsutstyret er montert fast i bolsteret.

Bolsterarrangement og fastbindingsprinsippet er vist i snitt på fig. 2. Det er store krefter som virker på laster som fraktes i et tog. Det er derfor nødvendig med solid fastbindingsutstyr.

Dimensjonerende krefter i lengderetningen er $F = 4G$ og i sideretningen $F = 0.4G$, der G er lastens vekt i tonn.

Opplastingen foretas etter tre forskjellige alternativer avhengig av lastens beskaffenhet. Dette er vist på fig. 3, 4 og 5.

Avhengig av lastens lengde vil utslaget i kurver begrense lastens bredde og høyde. Største tillatte last er: 35 tonn x 2 = 70 tonn.

Største hastighet for alt. I og II er 90 km/h og for alt. III 30 km/h.

Vognene er konstruert ved M's konstruksjonskontor og bygget ved NSB's verksteder Kvaleberg og Sundland.

Når vognene ikke går som spesialvogner, kan bolster og tralle heises ut. Brønner kan lukkes med en lem og vogna kan da brukes som vanlig Rps-vogn.

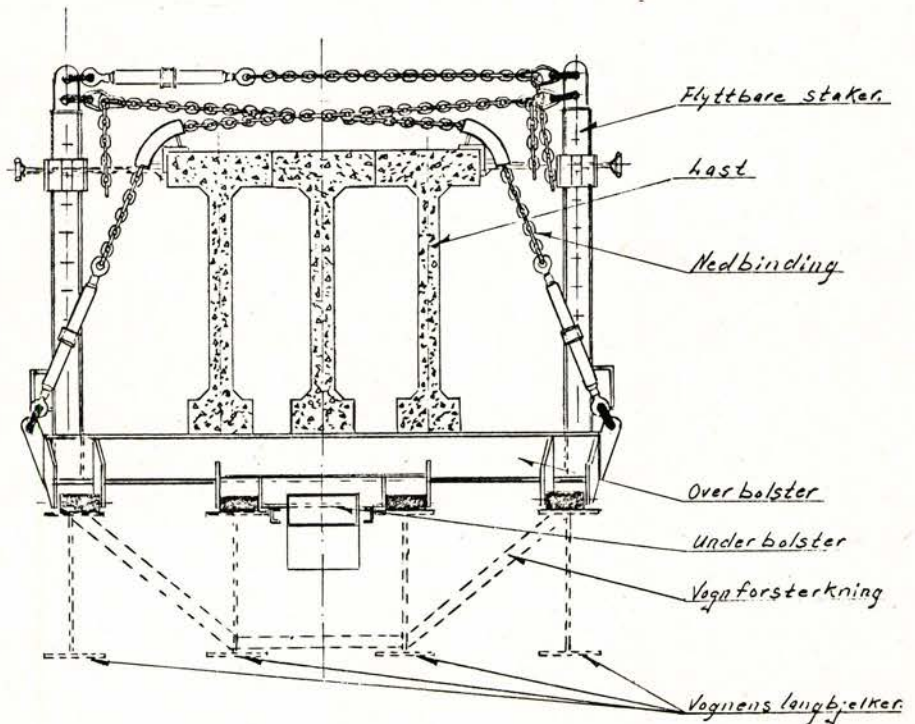


Fig. 2. Tverrsnitt av bolster.

Fig. 3. Opplastingalternativ I gir maks. lastelengde på ca. 40 m med bolsteravstand 19,7 eller 21,3 m. Det ene bolsteret skal låses i en av sine 2 stillinger, det andre bolsteret skal være forskyvbart i vognas lengderetning.

Fig. 4. Opplastingalternativ II krever en vogn (mellomvogn) mellom de 2 Rps-t-vognene.

nene. Lastelengde er maks. 50 m. Bolsteravstanden kan varieres ved å bruke mellomvogn i ulike lengder. Med Kbps som mellomvogn blir bolsteravstand ca. 35 m. Bolsterarrangement blir som for alt. I.

Fig. 5. Opplastingalternativ III er uten koppel mellom Rps-t-vognene. Minste lastelengde er ca. 20 m og største lastelengde er ca. 70 m. Lengdekraftene i toget overføres gjennom lasten. Begge bolster må derfor låses til vognene.

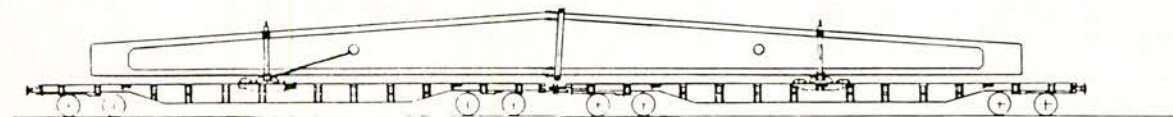


Fig 3.

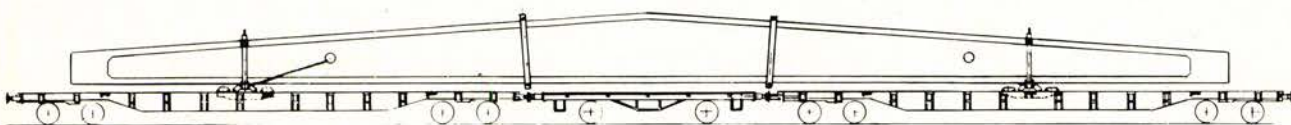


Fig 4.

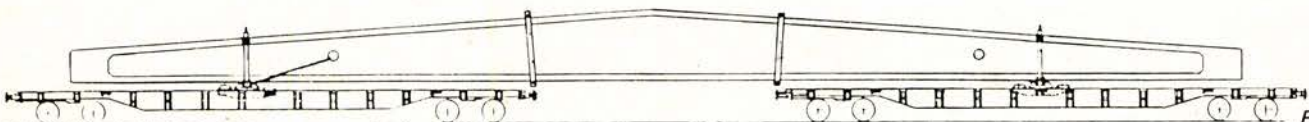


Fig 5.

Nytt fra ORE, UIC m.v.

ORE og UIC's arbeidsområder spenner over hele jernbanedriften.

Eksempelvis kan nevnes følgende prosjekter som behandles innenfor det tekniske området:

- informasjonsoverføring i tog via en sentral dataledning
- anvendelse av elektroniske komponenter i signalteknikken
- anvendelse av tyristorer i jernbaneteknikken. Løsninger og følger
- automatisk varsling av arbeidslag på linjen
- utbredelse av radiobølger
- strømavtagning ved høy hastighet og stor ytelse
- dataoverføring med hastigheter opp til 9,6 kbit/s
- vekselvirkning mellom hjul og skinne (deriblant gangdynamikk)
- optimal tilpassing av den klassiske overbygning til fremtidens trafikk
- tillatte max. verdier for hjulenes side- og vertikalkrefter mot sporet
- faste anlegg og vedlikehold
- tilpassing av skiftestasjoner for behandling av spesielt lange godsvogner
- standardisering av godsvogner og personvogner
- elektrisk og diesel trekraftmateriell
- bremseteknikk
- standardisering og enhetlig utførelse av rullende materiell
- miljøspørsmål
- forskrifter for kontroll av nyleveranser



Glimt fra UIC's 4. og 5. Kommisjonsmøte i Oslo.

ORE og UIC's arbeider godkjennes av ORE's Direksjonskomité, henholdsvis UIC's Kommisjoner. UIC's Kommisjoner for driftsmessige- og maskintekniske spørsmål holdt årsmøte i Oslo 3.—6. juni 1980. Blant de omlag 100 møtedeltakere befant seg UIC's Generalsekretær, representanter fra Interfrigo, Europ, RIV, Intercontainer, Den europeiske samferdselsministerkonferanse (CEMT), den Øst-Europeiske jernbaneunion (OSJD) og drifts- og maskindirektører fra i alt 20 UIC-forvaltninger.

De europeiske jernbaner disponerer sin kanskje sterkeste ressurskilde ved at de gjensidig har fordeler av å utveksle syn og erfaringer innenfor

jernbanens mangfoldige arbeidsområde.

Denne ressurskilde ble bredt utnyttet under Oslo-møtet som eksempelvis resulterte i anbefalinger, hhv beslutninger, som vil bli fulgt av de europeiske jernbaner innenfor områder som videreutvikling og standardisering av vognmateriell, vedlikeholdsforskrifter, prøvoforskrifter for det rullende materiell, fremføringshastigheter etc, etc.

Oversettere fra UIC sørget for simultanoversetting innen de 3 UIC språk (fransk, tysk og engelsk) ved hjelp av utstyr stilt til rådighet av det norske firma SIM-konferanseteknikk.

IP — Meu — Eri.

Redaksjonen av NSB-Teknikk har spurt de ansvarlige for spalten «Nytt fra ORE, UIC m.v.» hvilke saker på det internasjonale plan som er viktigst for NSB i 1980-årene.

T. Eriksen (Maskinavd.), J. Meulman (Baneavd.) og I. Pedersen (Elektroavd.) (bildet) vil ikke fremheve noen spesielle saker, men understreker betydningen av å knytte kontakter og følge med i den tekniske utviklingen internasjonalt.

Denne oppfølging blir en økende utfordring i den tid med akselererende teknisk utvikling. Siktepunktet må hele tiden være at enhver teknisk videreutvikling innen NSB bør søkes bygget på den erfaring og kunnskap som allerede foreligger innen ORE og UIC.

Man må imidlertid i denne forbindelse være oppmerksom på muligheten for at enkelte saker i for stor grad kan bli dominert av behovene ved et fåtall større jernbaner, slik at de skisserte løsninger ikke uten videre kan anvendes av en mindre forvaltning

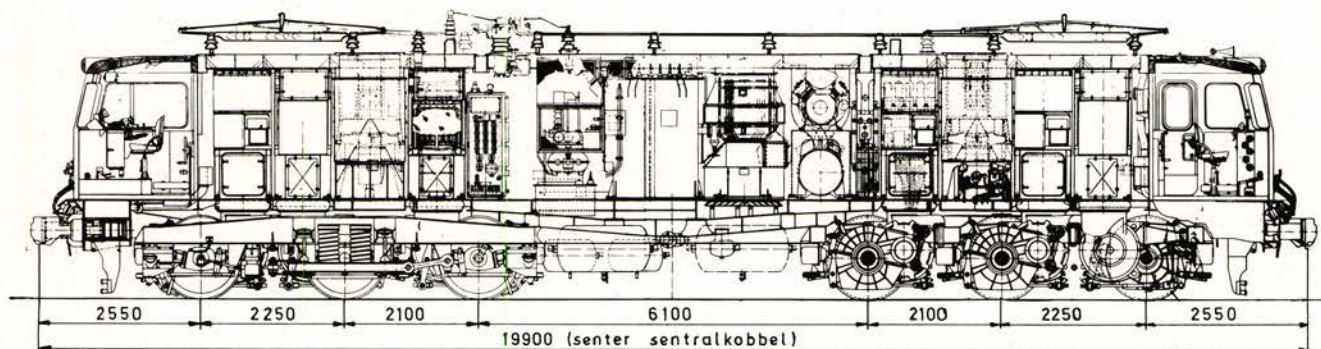
med andre økonomiske, geografiske og klimatiske forhold.

For disse spesielle saker er det nødvendig å tilpasse de anbefalte løsninger til den enkelte forvaltnings behov, slutter artikkelforfatterne.

Redaksjonen



Lokomotiv type EL 15

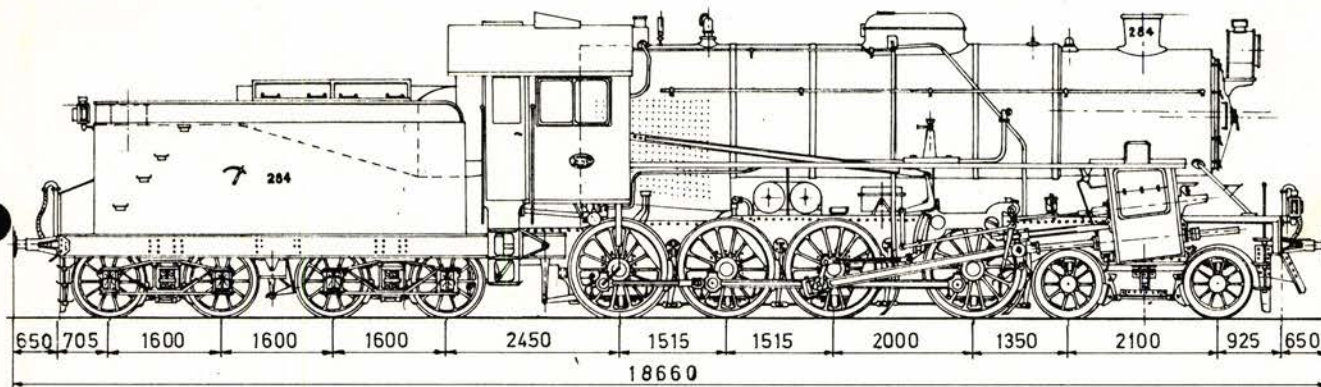


Antall bygget : 6
 Hjulordening : Co'Co'
 Lokomotiv nummer : 2191 — 2196
 Byggeår : 1967
 Fabrikant : ASEA og Thune Mek. Verksted
 Største hastighet : 120 km/h
 Transformator : 5010 kVA kont. ytelse
 Motorer : 901 kW v. 69 km/h
 6 stk. m. samlet ytelse 5406 kW.

Utvekslingsforhold : 3,65 : 1
 Drivhjul diameter : 1250 mm
 Totalvekt : 132 tonn (= adhesjonsvekten)

El 15 er stasjonert i Narvik med hovedoppgave å trekke de tunge malmtogene på Ofotbanen. De kjøres to og to sammen, unntatt når de om sommeren benyttes i enkelte av turisttogene til Bjørnfjell. El 15 er utstyrt med sentralkoppel.

LOKOMOTIV TYPE 31



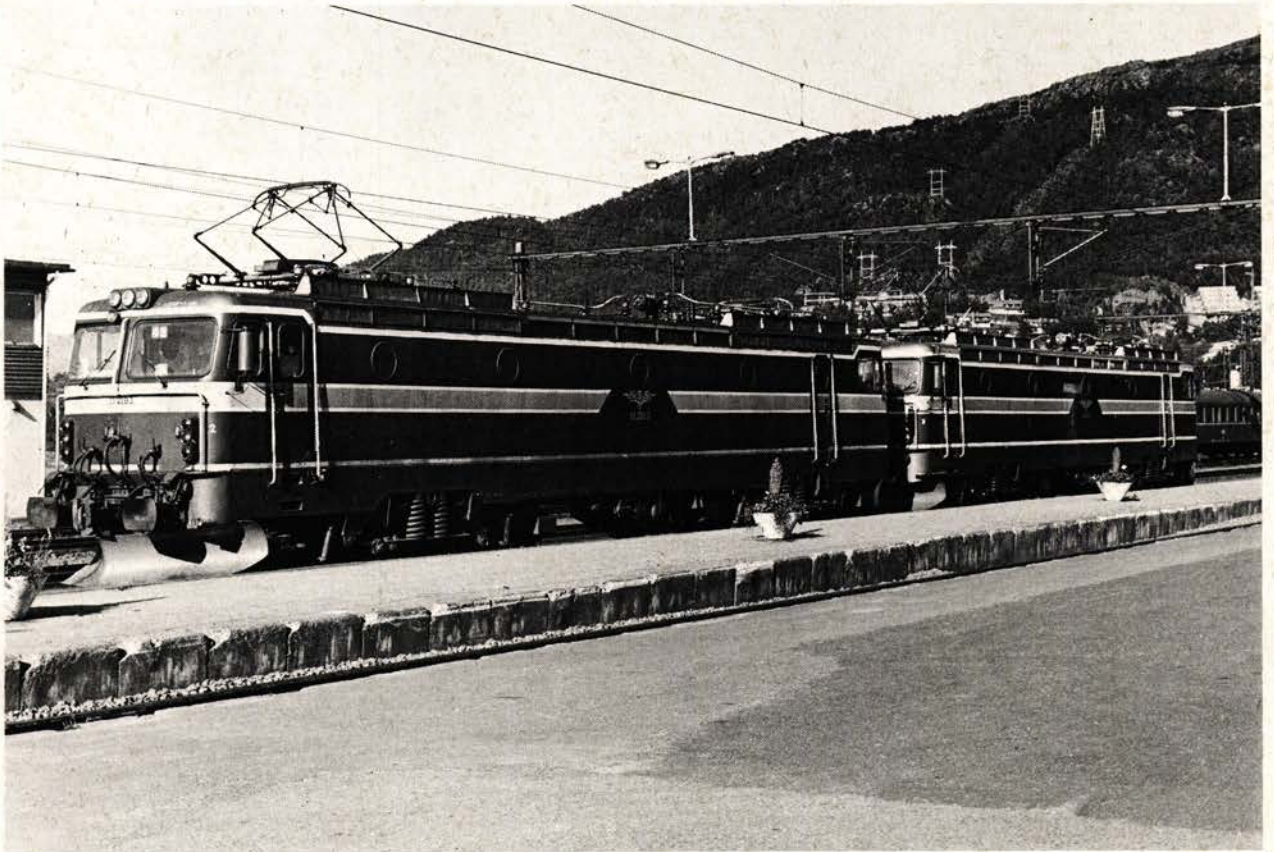
Antall bygget : 27, 4 stk. 31a og 23 stk. 31b
 Hjulordening : 2'D
 Lokomotiv nummer : 284—285, 319—320, 400—403,
 415—419, 426—431, 446—453
 Største hastighet : 70 km/h forover, 50 km/h bakover
 Drivhjul diameter : 1350 mm
 Kjeletrykk : 31a 13 kp/cm², 31b 16 kp/cm²

Fabrikant/byggeår :
 31a 284—285 : 1915 Thune Mek. Verksted
 31a 319—320 : 1920 Thune
 31b 400—403 : 1921 Nydquist & Holm, Trollhättan
 31b 415—419 : 1922 Norsk Maskinindustri (NMI)
 31b 426—429 : 1923 NMI
 31b 430—431 : 1923 Thune
 31b 446—449 : 1925 Hamar Jernstøberi & Thune

31b 450—451 : 1924 Ernesto Breda, Milano
 31b 452—453 : 1926 Hamar & Thune
 Maskin : 31a 4-syl. høytrykk, Ø 410 x 600 mm
 31b 4-syl. compound, Ø 420/630 x 600 mm
 Totalvekt : Hhv. 84,8 og 89,9 tonn
 Adhesjonsvekt : Hhv. 55,9 og 57,6 tonn
 Beholdning : 20,0 tonn vann, 5,0 tonn kull
 Siste utrangert : 20.10.1970, 31b 451
 Bevart : 31b 452, Jernbanemuseet, Hamar

Type 31 ble bygget for Bergensbanen og gikk det meste av sin tid på denne strekningen. I de siste 10 år av dampdriften i Norge ble de også stasjonert på andre strekninger, som Dovre- og Rørosbanen.

TYPE EL 15



TYPE 31

