

emmangongkeosrebno elsimmos commissie geluidbiulg







HR-HR-04-01/002

RL - HR - 04 - 01

- Studie van het rolgeluid van NS-reizigersmaterieel
- Studie des Rollgeräusches von Personenverkehrmaterial der Niederländischen Staatseisenbahnen
- Roar, or rolling noise in railway passenger rolling stock
- Etude du bruit de roulement du matériel ferroviaire servant au transport des voyageurs.

INTERDEPARTEMENTALE COMMISSIE GELUIDHINDER

BIBLIOTHEEK Mininterie VRO van Alkemadel 85 2597 AC DEN HAAG :51140 - RL-MR - 04-01 GICM. NN. HB-SIGN .: Bestehnr. VRQ-invøernr.:

Ministerie VROM CS / Dienst Documentaire Informatie Bibliotheek VROM/NEROV intuine postcode 722 P. 10 13 20951, 2506 HZ DEN HAAG C sburteneinget 90 Decust: DQVZ Signatuur: OAF ayoy - RL-HR

002

| 2 Sub-titel Rapport Studie van het rolgeluid van NS-reizigersmaterieel | 8 Datum Publicatie mei 1982 | \ |
|---|--|-----|
| · · · · · · · · · · · · · · · · · · · | 9 Rapport nr. Instituut 007.822 | |
| 3 Schrijver(s) ir. C.J.N. van Ruiten | 10 Tijdschrijf nr. | • • |
| 4 Uitvoerend Instituut, Naam I Adres Technisch Physische Dienst TNO-TH | 11 Opdracht nr. | |
| | 12 Rapporttype en periode Hoofdrapport | |
| 5 Opdrachtgever(s) Ministerie van Verkeer en Waterstaat | september 1982 | |
| 6 Titel Onderzoekproject Onderzoek naar de emissie door railvoertuigen | | |
| | | |
| paald. De aanstootkrachten in horizontale en verticale richting zijn bepaa passeren van de draaistellen. Het tijdens de passage afgestraalde geluid | ald uit versnellingsmetingen op de rail tijdens het is vergeleken met het geluid van wiel en rail af- | |
| zonderlijk zoals op de hierboven genoemde manier werd bepaald. Het onderzoek levert veel inzicht in de factoren die een rol spelen bij de g ken, constructie van rail, railoplegging, wielconstructie, rijsnelheid enz.). ze waarop de bron kan worden beschreven in een rekenschema voor trein | geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlak- Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wij- igeluid. | |
| zonderlijk zoals op de hierboven genoemde manier werd bepaald. Het onderzoek levert veel inzicht in de factoren die een rol spelen bij de g ken, constructie van rail, railoplegging, wielconstructie, rijsnelheid enz.). ze waarop de bron kan worden beschreven in een rekenschema voor trein | geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlak- Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wij- igeluid. | |
| zonderlijk zoals op de hierboven genoemde manier werd bepaald. Het onderzoek levert veel inzicht in de factoren die een rol spelen bij de g ken, constructie van rail, railoplegging, wielconstructie, rijsnelheid enz.). ze waarop de bron kan worden beschreven in een rekenschema voor trein ing, F.J. Werring : V&M ir, G.W. v. Alphen : V&M ing, J.P. v. klaveren : V&M ing, J.P. v. klaveren : V&M ing, J.C. Tukker : TPD TNO-TH ir, S. Riemens : v. Dorsser ir, J.A. van der Hoek : NS ing, A.A. Schoester : NS C.P.A. Verdoorn : RWS | geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlak- Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wij- geluid. 15 Bijbehorende Rapporten | |
| zonderlijk zoals op de hierboven genoemde manier werd bepaald. Het onderzeek levert veel inzicht in de factoren die een rol spelen bij de g ken, constructie van rail, railoplegging, wielconstructie, rijsnelheid enz.). ze waarop de bron kan worden beschreven in een rekenschema voor trein ing, F.J. Werring V&M ir, G.W. v. Alphen V&M ing, J.P. v. klaveren V&M ing, J.C. Tukker TPD TNO-TH ir, S. Riemens v. Norsser ir, J.A. van der Hoek NS ing, A.A. Schoester NS c.P.A. Verdoorn RWS | geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlak- Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wij- igeluid. 15 Bijbehorende Rapporten | |
| zonderlijk zoals op de hierboven genoemde manier werd bepaald. Het onderzeek levert veel inzicht in de factoren die een rol spelen bij de g ken, constructie van rail, railoplegging, wielconstructie, rijsnelheid enz.). ze waarop de bron kan worden beschreven in een rekenschema voor trein ing, F.J. Werring : V&M ir, G.W. v. Alphen : V&M ing, J.P. v. klaveren : V&M ing, J.C. Tukker : TPD TNO-TH ir, S. Riemens : v. Dorsser ir, J.A. van der Hoek : NS ing, A.A. Schoester : NS c.P.A. Verdoorn : RWS | geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlak- Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wij- igeluid. 15 Bijbehorende Rapporten 16 Aantal blz. 111 blz + bijlagen 17 Prijs fl. 10, — | |
| Image: style styl | geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlak- Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wij- igeluid. 15 Bijbehorende Rapporten 16 Aantal blz. 111 blz + bijlagen 17 Prijs fl. 10, — | |

VOORWOORD

In het onderzoekprogramma railverkeerslawaai - rapport RL-HR-00-01 van de Interdepartemenale Commissie Geluidhinder - is een onderzoek naar de geluidemissie van railvoertuigen opgenomen. Dat onderzoek beoogt naast het verkrijgen van meer inzicht in de geluidproductie van de onderscheiden railvoertuigen inzicht te verkrijgen in de specifieke bronnen die tot dat geluid bijdragen.

In het nu voorliggende rapport wordt het resultaat gegeven van een studie naar de geluidemissie ten gevolge van het wiel-rail contact; een van de belangrijkste specifieke bronnen.

Tijdens het bedrijf ontstaat slijtage aan wiel- en railoppervlak deels in de vorm van pletten deels in de vorm van oneffenheden. De oneffenheden veroorzaken stoten op het wiel en de rail. Deze aanstootkrachten geven trillingen in het wiel en de rail die daardoor geluid afstralen.

Onderzocht is in hoeverre met behulp van mechanische middelen trillingen afzonderlijk in wiel en rail te introduceren zijn die geluid afstralen dat overeen komt met het geluid dat de praktijk in de nabijheid van het wiel geëmitteerd wordt en in hoeverre wiel en rail daarin afzonderlijk bijdragen.

Het resultaat van de studie geeft inzicht in de geluidafstraling van de rail en het wiel, afhankelijk van treinsnelheid, treintype, railconstructie, wieltype.

> De Voorzittter van de Subcommissie Railverkeerslawaai,

Val

ir.W.H.Pabon.

SAMENVATTING

Het rolgeluid, het belangrijkste type geluid bij elektrisch aangedreven reizigersmaterieel, is uitgebreid onderzocht, voornamelijk voor het NS-materieel 64 rijdend op spoor in ballast.

Er is uitgegaan van rolgeluid dat wordt opgewekt door aanstoting van de wielen en de rails door krachten in het contactvlak t.g.v. kleine oneffenheden op de beide loopvlakken.

Via aanstoting met een kunstbron zijn de mechanische responsies en de geluidafstraling van wiel en rail afzonderlijk bepaald. De aanstootkrachten in horizontale en verticale richting zijn bepaald uit versnellingsmetingen op de rail tijdens het passeren van de draaistellen. Het tijdens de passage afgestraalde geluid is vergeleken met het geluid van wiel en rail afzonderlijk zoals op de hierboven genoemde manier werd bepaald.

Het onderzoek levert veel inzicht in de factoren die een rol spelen bij de geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlakken, constructie van rail, railoplegging, wielconstructie, rijsnelheid enz.). Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wijze waarop de bron kan worden beschreven in een rekenschema voor treingeluid. Studie des Rollgeräusches von Personenverkehrsmaterial der Niederländischen Staatseisenbahnen.

Zusammenfassu j

Das Rollgeräusch, der wichtigste Geräuschtyp bei elektrisch angetriebenem Personenverkehrsmaterial, ist eingehend untersucht worden, hauptsächlich für das Material 64 der Niederländischen Staatseisenbahnen, auf der Bahn in Ballast fahrend.

Es wurde von Rollgeräusch ausgegangen, das hervorgerufen wird durch Stossen der Räder und der Schienen durch Kräfte in der Kontaktfläche infolge kleiner Unebenheiten auf den beiden Laufflächen.

Auf dem Wege des Stossens mit einer künstlichen Quelle sind die mechanischen Respondierungen und die Geräuschausstrahlung von Rad und Schiene gesondert bestimmt worden. Die Stosskräfte in horizontaler und vertikaler Richtung sind durch Beschleunigungsmessungen auf der Schiene während des Passierens der Drehgestelle bestimmt worden. Das während der Passage ausgestrahlte Geräusch ist verglichen worden mit dem Geräusch von Rad und Schiene gesondert, wie auf die obengenannte Weise bestimmt wurde.

Die Untersuchung ergibt viel Einsicht in die Faktoren, die bei der Geräuschemission von Zügen eine Rolle spielen (Rauheit von Laufflächen, Konstruktion der Schiene, Schienenauflegung, Radkonstruktion, Fahrgeschwindigkeit und so weiter). Daneben gibt die Untersuchung Einsicht in die Art und Weise, wie die Quelle in einem Rechenschema für Zuggeräusch beschrieben werden kann. Roar, or rolling noise in railway passenger rolling stock

Abstract

Extensive research went into roar, or rolling noise, the primary source of noise in electrically-powered passenger rolling stock, principally with NS (Netherlands Railways) 64 stock running on ballasted rails. The research centred on rolling noise caused by impact produced by forces at the wheel/rail interface as a result of smallscale roughness on the two surfaces.

By subjecting wheels and rails separately to artificial impact, it was possible to calculate the mechanical response and noise radiation of each. Both horizontal and vertical impact forces were calculated by measuring changes in velocity on the rail as the bogie passed overhead. Noise radiated as the bogie passed was then compared with the noise from the wheel and rail measured separately as described above.

The research has provided a good deal of information on the contributory factors to train noise (surface roughness, rail design, rail support, wheel design, train speed etc.). The research also shows how noise from this particular source can be quantified with other sources of train noise. Etude de bruit de roulement de matériel ferroviaire servant au transport des voyageurs.

Le bruit de realement - le principal type de bruit causé par le matériel à traction électrique servant au transport des voyageurs - a fait l'objet d'études approfondies, surtout le matériel ferroviaire 64 roulant sur des voies aménagées sur ballast.

On a examiné le bruit de roulement provoqué par le choc sur la surface de contact des roues et des rails à la suite de petites inégalités sur les deux surfaces de roulement.

Après choc à l'aide d'une source artificielle, les réactions mécaniques et le rayonnement du bruit de la roue et du rail ont été déterminés séparément. Les chocs horizontaux er verticaux ont été déterminés à partir de mesures d'accélération sur le rail pendant le passage des bogies. Le bruit émis pendant le passage est comparé au bruit de la roue et du rail déterminé séparément comme indiqué plus haut.

L'étude fournit de nombreux renseignements sur les facteurs qui jouent un rôle dan l'émission de bruit des trains (rugosité des surfaces de roulement, construction du rail, support du rail, construction de la roue, vitesse du train, etc.). En outre, l'étude indique la façon dont la source peut être décrite dans un schéma de calcul du bruit des trains.



adres Stieltjesweg 1 postadres Postbus 155 2600 AD Delft telefoon (015) 56 93 00 telex \$1654\$ 38091

٦

1

No.: 007.822 Afd.: Geluid Behandeld: ir. C.J.M. van Ruiten

Datum: 19 september 1980

RAPPORT



AAN

Ministerie van Verkeer

en Waterstaat

Directoraat-Generaal van het Verkeer

's-Gravenhage

TPD

Dit rapport mag slechts woordelijk en in zijn geheel worden gepubliceerd; voor reclame alleen na schriftelijke toestemming.

D11

INHOUD

| | INHOUD | blz. |
|-------|--|-------|
| | SAMENVATTING | |
| 1. | INLEIDING | 1 |
| 2. | OPZET VAN HET ONDERZOEK | 2 |
| 2.1 | Inleiding | 2 |
| 2.2 | Opzet | 3 |
| 3. | ANALYTISCHE MODELLEN | 5 |
| 3.1 | Rolgeluid | 5 |
| 3.2 | Aanstoting | : ģ |
| 3.3 | Railmodel | 11 |
| 3.4 | Wielmodel | 11 |
| 3.5 | Treinmodel | 13 |
| 4. | MEETOMSTANDIGHEDEN | 15 |
| 4.1 | Onderzochte railconstructies en materieelsoorten | 15 |
| 4.2 | Meetplaatsen | 19 |
| 4.3 | Overige gegevens | 23 |
| 5. | MEETMETHODEN EN MEETOPSTELLINGEN | 25 |
| 5.1 | Instrumentatie | 25 |
| 5.2 | Trillingsmetingen | .29 · |
| 5.2.1 | Rail | 29 |
| 5.2.2 | Wiel | 31 |
| 5.2.3 | Versnellingsmeting bij treinpassage | 31 |
| 5.3 | Onderzoek naar de geluidafstraling | 33 |
| 5.3.1 | Rail | 33 |
| 5.3.2 | Wiel | 35 |
| 5.3.3 | Treinpassage | 36 |
| 5.3.4 | Overdrachtsverzwakking | 37 |
| 6. | MEETRESULTATEN | 39 |
| 6.1 | Trillingsmetingen | 39 |
| 6.1.1 | Impedanties en admittanties | 39 |
| 6.1.2 | Trillingsoverdracht | 47 |
| 6.1.3 | Trillingen van de rail tijdens treinpassages | 53 |
| 6.2 | Geluidmetingen | 61 |
| 6.2.1 | Rail | 61 |
| 6.2.2 | Wiel | 61 |
| 6.2.3 | Treinpassage | |

| | • | | |
|------|----|--------|--|
| blad | II | • • | |
| | • | | |
|) | | | |
| | | | |

, , ,

· ·

.

| • | , | | |
|-------------|----------------|---|------|
| | | | b. |
| | 7. | BESPREKING VAN DE MEETRESULTATEN | 69 |
| | 71 | Trillingen | 60 |
| • • | 7.1.1 | Reilimnedentie | |
| | 7.1.2 | Wieladmittertie | · 09 |
| r. | 7•1•2 771 3 | Trillingsought | 70 |
| | | Apatostimosht | |
| | 7•1•4 7 2 | Aanstootkracht | 12 |
| | [•Z | Geiutaaistraiing | · /4 |
| | 7.2.1 | Kall | 74 |
| | 7.2.2 | Wiel | 75 |
| | 7.2.3 | Passerend draaistel | 75 |
| | 7.3 | Vergelijking van wiel- en railafstraling | 77 |
| , | 7.4 | Vergelijking materieelsoorten | 83 |
| | 8. | VERGELIJKING MET ANDER ONDERZOEK | 87 |
| | 8.1 | Methode | 87 |
| | 8.2 | Resultaten | 87 |
| | 8.3 | Wetenschappelijk belang van het onderzoek | 89 |
| | 9. | CONCLUSIES | 90 |
| | | DANKWOORD | 92 |
| 'n | | LITERATUURLIJST | 93 |
| | | APPENDIX A: BEREKENINGSFORMULES | 94 |
| / | | APPENDIX B: OVERDRACHTSVERZWAKKINGEN | 97 |
| , , , | | APPENDIX C: L -BEREKENINGEN | 109 |

.

. .

INLEIDING

Bij elektrisch aangedreven treinen is het geluid afkomstig van het contact wiel-rail. Dit geluid noemen we "rail-wielgeluid". Het is in de meeste gevallen overheersend ten opzichte van het andere geluid dat de trein veroorzaakt. Aan dit type treingeluid wordt daarom internationaal het meest intensief onderzoek verricht, met name in Duitsland, Frankrijk, Engeland, Japan en de Verenigde Staten van Amerika. De uitkomsten van dat onderzoek vertonen echter nog steeds lacunes, ze spreken elkaar op sommige punten tegen, terwijl het bovendien duidelijk is geworden dat het rail-wielgeluid sterk afhankelijk is van de constructie van het wiel, het draaistel en de baan. Voorts is de onderhoudstoestand van de wielen en de rail van belang. Dit alles betekent dat het zinvol was een eigen Nederlands onderzoek naar rail-wielgeluid op te zetten. De basis voor het onderzoek

biad

vormde het werk dat de auteur van dit rapport in 1977 en 1978 verrichtte in het kader van zijn studie aan de TH Delft, waarvan de resultaten zijn vastgelegd in zijn afstudeerverslag [1] (de kosten van dat onderzoek werden gedeeltelijk gedragen door het Ministerie van Volksgezondheid en Milieuhygiëne in het kader van het ICG-project ORL 07). In 1979 werd in opdracht van het Ministerie van Verkeer en Waterstaat een serie aanvullende metingen uitgevoerd, nu in het kader van ICG-project ORL 04. In het onderhavige rapport wordt een verslag gegeven van alle in 1977 t/m 1979 uitgevoerde metingen, waarbij echter voor diverse details en voor bepaalde theoretische achtergronden verwezen wordt naar [1]. De meetresultaten worden vooral gebruikt voor de toetsing van enkele analytische modellen. Hoofdpunten zijn daarbij:

- de bepaling van de aanstootkrachten
- het relatieve belang van de verschillende aanstootwijzen
- de trilvormen van rail en wiel
- het relatieve belang van de geluidafstraling door rail en wiel
- de vergelijking van enkele NS-materieelsoorten wat betreft hun geluidemissie.

Het onderzoek levert twee typen concrete resultaten (zie de hoofdstukken 7 t/m 9):

- 1. aanwijzingen hoe het rolgeluid van treinen verminderd kan worden
- 2. gegevens die van belang zijn voor het opzetten van rekenschema's voor treingeluid.

2. OPZET VAN HET ONDERZOEK

2.1 Inleiding

Rail-wielgeluid kan worden onderverdeeld in vier soorten:

- geluid ten gevolge van slip in wiel-railcontactvlak (squeal noise; vooral in bogen en bij het remmen)
- geluid ten gevolge van railonderbrekingen (impact noise; dit "stootgeluid" is sterk afgenomen door het toepassen van doorgelast of voegloos spoor)
- geluid ten gevolge van grote beschadigingen en slijtage van het wieloppervlak (o.a. "vierkante wielen")
- geluid verborzaakt door kleine oneffenheden op loopvlakken van wiel en rail zoals kleine slijtageplekken en roestaantasting (o.a. "golfslijtage").

In dit onderzoek wordt uitgegaan van deze laatste aanstootwijze, maar ook de aanstoting door beschadigde wielen komt aan de orde. Remington heeft onderzoek gedaan aan alle aanstootwijzen [2, 3 en 4].

Als wij het systeem wiel-rail beschouwen dan zien wij dat door een kleine oneffenheid op het loopvlak van het wiel of de rail via een kracht- of momentaanstoting zowel wiel als rail in trilling gebracht worden en daardoor geluid afstralen.

De vorm van de oneffenheden en de rijsnelheid zullen het spectrum van de kracht of het moment bepalen en omdat wij te maken hebben met vele onregelmatige en ongelijke oneffenheden zal het gemiddelde aanstootspectrum een breedbandig karakter hebben (het loopt van ca. 50 Hz tot 10 000 Hz). Als wij nu aannemen dat de krachten en momenten die op de rail en het wiel werken even groot zijn (actie is reactie) en dat de onderlinge beïnvloeding verwaarloosd mag worden, kan afzonderlijk worden nagegaan hoe het wiel en de rail gaan trillen en geluid afstralen. In principe zou dit moeten gebeuren voor zes graden van aanstoting (drie onderling loodrechte krachten en drie onderling loodrechte momenten). In dit onderzoek hebben wij ons echter beperkt tot aanstoting met krachten in verticale en horizontale richting bij de rail en radiale en axiale richting bij het wiel.

Noot:

Ter verduidelijking: er wordt steeds gesproken over de wisselkracht en de dynamische eigenschappen van het systeem, dus niet over de statische krachten die bij sterkte-berekeningen gebruikt worden en ook niet over de dynamische krachten onder ca. 30 Hz, die van belang zijn bij de afvering van de carosserie op het draaistel. Beschouwd wordt het frequentiegebied van 50 Hz t/m 10 kHz waarbij de rail en het wiel niet meer als oneindig stijf mogen worden verondersteld.

Om nu het relatieve belang van de wiel- en railafstraling en de verschillende aanstootwijzen aan te geven en de in hoofdstuk 3 uitgewerkte analytische modellen te toetsen is het noodzakelijk de aanstoting te bepalen. Hierbij zijn drie benaderingen mogelijk:

- 1. meting van het ruwheidsspectrum van wiel- en railloopvlakken (Remington [2, 3, 4])
- 2. meting van versnellingniveaus van een rollend wiel (Hemsworth [5])
- 3. meting van versnellingniveaus van de rail tijdens de passage van een draaistel.

In dit onderzoek is de laatste aanpak gekozen omdat deze de beste mogelijkheden biedt horizontale en verticale krachtaanstoting van elkaar te scheiden. Uitgaande van de gemeten versnellingniveaus zijn via de railadmittanties de aanstootkrachten in verticale en horizontale richting bepaald. Het is daarna mogelijk om de geluidafstraling van wiel en rail afzonderlijk voor beide aanstootrichtingen te vergelijken met de totale geluidafstraling gemeten tijdens de passage van een draaistel.

2.2 Opzet

Gebaseerd op het voorgaande omvatte het onderzoek de volgende onderdelen:

 bepaling van de geluidafstraling van rail en wiel bij aanstoting met een hulpbron (bij de meeste proeven was dit een mechanische excitator); onderzocht werden de railtypen NP 42 en NP 46 op houten dwarsliggers in ballastbed en de wielen van het NS-materieel '64 (voor meer gegevens, zie hoofdstuk 4).



Figuur 1: Blokschema van het toegepaste model voor het rolgeluid ten gevolge van aanstoting met één vrijheidsgraad (bijvoorbeeld een horizontale kracht)

- 2. bepaling van de mechanische puntadmittanties van rail en wiel
- 3. meting van de versnellingniveaus van de rail tijdens de passage van een trein en de berekening van de aanstootkrachten per draaistel voor horizontale en verticale richting, als functie van de frequentie en de treinsnelheid
- 4. tijdens de passage van de trein werd tevens het geluiddrukniveau op enige afstand gemeten; het via 1 t/m 3 te/berekenen geluiddrukniveau werd hiermee vergeleken
- 5. het geluiddrukniveau op enige afstand van de baan (7,5 m) werd ook gemeten aan één of meer exemplaren van enkele andere materieelsoorten: materieel '54, het "Sprinter"-materieel en het nieuwe Inter-City-materieel; dit leverde de mogelijkheid voor nog enkele aanvullende vergelijkingen.

In de hoofdstukken 3 t/m 5 wordt deze opzet nader uitgewerkt en toe-gelicht.

3. ANALYTISCHE MODELLEN

3.1 Rolgeluid

Het model dat als uitgangspunt heeft gediend voor dit onderzoek is in figuur 1 als blokschema weergegeven.

Uitgaande van de aanstootkracht t.g.v. de oneffenheden op de loopvlakken wordt via de responsies van wiel en rail het afgestraalde geluid bepaald.

Het schema is ééndimensionaal en is zowel op de horizontale als de verticale kracht van toepassing. Aannemende dat deze krachten onafhankelijk van elkaar zijn, wordt het totale rolgeluid gevonden door de afzonderlijke bijdragen t.g.v. de twee aanstootkrachten energetisch op te tellen. Door te sommeren over de bijdragen van alle draaistellen, rekening houdend met de "geometrische verzwakking" en de "overdrachtsverzwakking", kan het totale rolgeluid op een willekeurige afstand bepaald worden. Voor de twee middelste vierpolen in het blokschema gelden de volgende vergelijkingen:

(actie = reactie) F = F = F rail $v_1 = a_{11}F + a_{12}U_1$ (1) wiel $p_1 = a_{21}F + a_{22}U_1$ (2) rail waarin: v_1 = de wisselsnelheid op het oppervlak van het wiel in het aanstootpunt v_2 = de wisselsnelheid van de rail in het aanstootpunt p, = de geluiddruk in een punt A op enige afstand van het wiel, veroorzaakt door geluidafstraling vanaf het wiel p_2 = de geluiddruk in punt A ten gevolge van geluidafstraling van de rail U_4 = het volumedebiet van een kleine transducent in punt A, in relatie tot het wielgeluid U_{0} = idem in relatie tot het railgeluid a_{11} = mechanische puntadmittantie van het wiel voor de betreffende aanstootrichting $a_{22} = b_{22} = aksestische puntimpedantie van de transducent in$ punt A b_{1.1}= mechanische puntadmittantie van de rail voor de betreffende aanstootrichting $a_{12} = a_{21} = overdrachtsfuncties (a_{12} = a_{21} om/dat het system)$ reciprook is) $b_{12} = b_{21} = overdrachtsfuncties (b_{12} = b_{21} omdat ook het$ "railsysteem" reciprook kan worden verondersteld).

referentie wieloppervlak



oneffenheden

Figuur 2: Wiel/rail-aanstoting



Figuur 3: De aanstoting ontbonden in componenten

In het onderzoek werden in aparte experimenten de mechanische puntadmittanties a_{11} en b_{11} bepaald. Als vervolgens v_2 werd gemeten tijdens de passage van een wiel kon met formule (3) F worden berekend, waarbij verondersteld werd dat $b_{12}U_2 << b_{11}F$ (dit is toegestaan omdat altijd een voldoend kleine en voldoend s'tijve transducent kan worden verondersteld). Via formule (3) kan eventueel v_1 worden berekend (ook hier geldt dat $a_{12}U_1 << a_{11}F$). Met de formules (2) en (4) kunnen vervolgens p_1 en p_2 worden berekend ($a_{22}U_1$ en $b_{22}U_2$ weer verwaarloosbaar klein kiezen).

3.2 Aanstoting

De aanstoting wordt veroorzaakt door de ruwheden/ op de beide loopvlakken. Een oneffenheid veroorzaakt op beide systemen een krachtstoot die afhankelijk is van de grootte van het contactvlak, de afmetingen en de stijfheid van de oneffenheid en bovendien van de treinsnelheid (zie fig. 2).

De aanstoting wordt in dit onderzoek ontbonden in twee krachten (zie fig. 3). De overige componenten worden verwaarloosd. De uitkomsten van het onderzoek zullen moeten uitwijzen of dit toelaatbaar is.

Strikt genomen is de snelheid in verticale richting v_{vert} niet alleen afhankelijk van de verticale aanstootkracht F_{vert} en de bijbehorende puntadmittantie, maar ook van alle vijf andere aanstootcomponenten en de bijbehorende admittanties. Voor frequenties lager dan ca. 2000 Hz is het echter aannemelijk dat v_{vert} in hoofdzaak bepaald wordt door F_{vert} en v_{hor} door F_{hor} .







Figuur 5: Doorsnede van een wiel

3.3 Railmodel

Een rail op dwarsligger in ballastbed kan in eerste benadering voorgesteld worden door een verend opgelegde oneindig lange staaf (zie fig. 4). In de meeste gevallen bestaat de railoplegging uit een eindig aantal dwarsliggers die op regelmatige afstanden in een ballastbed zijn gelegen. Wanneer de golflengte van de buiggolf, die ontstaat bij aanstoting met een harmonische puntkracht, niet meer groot is t.o.v. de dwarsliggerafstand, dan mag niet langer van gedistribueerde oplegging uitgegaan worden. Er ontstaan dan verschillen tussen de responsie van de rail boven een dwarsligger en responsie tussen twee dwarsliggers. De rail raakt bij frequenties boven ca. 1000 Hz ontkoppeld van de oplegging en het profiel is dan ook niet meer als stijf te beschouwen. Ten gevolge van de demping in de oplegging treedt verzwakking van de lopende buiggolf op.

Voor diepgaande beschouwingen wordt naar [1] verwezen. In appendix A worden formules voor de berekening van de impedantie gegeven.

3.4 Wielmodel

Het wiel is bij aanstoting in radiale richting tot ca. 400 Hz als een starre massa voor te stellen waarvan het gewicht gelijk is aan die van het wiel plus éénderde van de as. Bij hogere frequenties raakt de zware wielband ontkoppeld van het relatief slappe binnenwiel en komt de puntadmittantie van het wiel overeen met die van een oneindig lange staaf met het profiel van de wielband (zie fig. 5). De eigenfrequenties t.g.v. de eindige afmetingen van de wielband verstoren dit beeld.

Bij axiale aanstoting is er vrijwel uitsluitend sprake van axiale eigentrillingen in de wielband.

Voor diepgaande theoretische beschouwingen wordt verwezen naar [1].



Figuur 6: Het treinmodel: een rij zich met de treinsnelheid v voortbewegende incoherente puntbronnen (Zén voor ieder draaistel bij personentreinen, één voor iedere as bij goederentreinen)

3.5 Treinmodel

Er wordt vanuit gegaan dat de geluidafstraling door een rijdende trein voldoende beschreven kan worden door een rij incoherente puntbronnen waarvan de bronsterkte bepaald wordt door de in dit onderzoek beschouwde bronnen (fig. 6). De bronplaatsen worden gekozen boven de dichtstbijgelegen rail op de plaats van de draaistellen, met het middelpunt van de bron tussen de wielas en het loopvlak van de rail (hoogte nog nader te bepalen). Het richteffect van de geluidafstraling moet nog onderzocht worden. In eerste instantie is uitgegaan van monopolen (geen richteffect) voor de puntbronnen. De afstraling van de rails en de wielen wordt in dit model per draaistel beschreven met één geluidbron.

De invloed van de omgeving van de trein wordt in rekening gebracht d.m.v. de geometrische verzwakking die een functie is van de afstand r_i en de overdrachtsverzwakking D_i tussen elke bronplaats en het meetpunt (te meten of te berekenen).

NP 46

Tabel 1: Railgegevens

| | eenheid | rail | type |
|------------------------------|-------------------|--------|-------------|
| | | NP42 | <u>NP46</u> |
| massa per meter | kg/m | 42 | 46 |
| voetbreedte | сп | 110 | 120 |
| hoogte | cm . | -138 | 142 |
| oppervlakte van de doorsnede | cm^2 | 53 | 60 |
| vert.lin.oppervl. moment | cm ⁴ . | , 1360 | 1600 |
| hor. lin.oppervl. moment | cm ⁴ | 260 | 350 |
| | | | |



Figuur 7: Spoorstaven NP 46 op houten dwarsliggers met brede rughellingplaten en klemhouders (railconstructie Papekop)

Tabel 2: Draaistelgegevens

| 1 | [· | 1 | | |
|-----------------------|-----------------|----------|--------|--|
| massa | eenheid | LDR | MDR | |
| totale draaistellen | kg | 5600 | 10 200 | |
| wielband (nieuw) | - | 220 | 220 | |
| binnenwiel | - . | 130 | 180 | |
| aspot | - . | 90 | 115 | |
| as | | 330 | 380 | |
| afmetingen | | · | | |
| wieldiameter | cm | 9 | 5 | |
| wielbanddikte (nieuw) | cm | | 7;5 | |
| wielbandbreedte | cm | 1 | 3,5 · | |
| | | | | |
| rad.lin.opp.moment | cm ⁴ | ca. | 550 | |
| ax. lin.opp.moment | 4 | ca. 1500 | | |

4. MEETOMSTANDIGHEDEN

4.1 Onderzochte railconstructies en materieelsoorten

Het railonderzoek heeft betrekking gehad op recht en voegloos spoor gelegen op houten dwarsliggers in een ballastbed. De onderzochte railtypen waren NP 42 en NP 46, beide bevestigd met resp. bouten en klemveren op rughellingplaten. De dwarsliggerafstand bedroeg bij railtype NP 42 gemiddeld 70 cm en bij NP 46 gemiddeld 60 cm (zie fig. 7).

In tabel 1 zijn enkele gegevens verzameld betreffende afmetingen en eigenschappen.

Het onderzoek naar de geluidafstraling van wielen heeft zich beperkt tot de draaistellen van het NS-reizigersmaterieel '64. Vanwege de constructieve verschillen tussen een motordraaistel (EMr 103) en een loopdraaistel (ELk 6), ook wat de wielen betreft, zijn beide draaistellen onderzocht (zie fig. 8a en tabel 2).

Bij het onderzoek aan rijdende treinen zijn meerdere materieelsoorten betrokken geweest namelijk het elektrisch aangedreven reizigersmaterieel 54 en 64, de Sprinter en het nieuwe Inter-City-materieel IC-III, waarbij de laatste twee zijn uitgevoerd met schijfremmen i.p.v. de voor oudere treinen gebruikelijke blokremmen (zie fig. 8b).



Figuur 8a: De wielen van de draaistellen van materieel 64

| <u>↓</u> | D-EP Hogedrukrem Schijfrem Putzblok Handrem | 142101 | IC-III |
|----------|---|--------------------------|--------------|
| | | | |
| | O-EP-ED Hoge drukrem Schijfrem Electr.gyn rem Handrem Blokkenrem e | 106 ton | sprinter |
| | WTL Hogedrukrem Blokkenrem Hondrem | 116 ton | materieel 54 |
| | loopdrst V12 schijfrem + Po Hogedrukrem Blokkenrem Handrem | +13 etsblok 85 ton | materieel 64 |

Figuur 8b: Het onderzochte NS-reizigersmaterieel



Aanstoting van de rail bij een dwarsligger



Meetopstelling bij railmetingen

Figuur 9: Meetopstelling op het rangeerterrein te Delft

De metingen aan railtype NP 42 zijn verricht bij een spoor op het rangeerterrein in Delft. Hierbij zijn de responsies van de rail bij aanstoting met een excitator gemeten. De bovenkant van het spoor (BS)lag ca. 30 cm boven het maaiveld (zie fig. 9).

De metingen aan de draaistellen van materieel 64 zijn uitgevoerd in de NS-Hoofdwerkplaats voor reizigersmaterieel in Haarlem (fig. 10). De trillingen zijn gemeten op een groot aantal plaatsen van het aangestoten wielstel en op de rest van het draaistel. De geluidafstraling is gemeten op punten van het boloppervlak rond het wiel met een straal van 2 meter vanuit het hart van het wiel.

Het onderzoek aan rijdende treinen is verricht langs de spoorlijn Gouda-Woerden bij km 22.330 ter hoogte van Papekop (fig. 11). Op deze meetplaats is ook een groot aantal andere metingen verricht in het kader van de onderzoeken RL 7 en RL 4. De resultaten daarvan zijn voor een deel te vinden in het TPD-rapport "Geluidemissie van treinen te Papekop" [6]. Het bereden spoor lag ca. 1,25 m boven het maaiveld en het betrof hier railtype NP 46. Op zes verschillende plaatsen werden de railimpedanties en de versnellingen van de rail tijdens het passeren van treinen gemeten. Per passage zijn vier metingen gedaan namelijk: verticaal, horizontaal, boven een dwarsligger en tussen twee dwarsliggers. Het geluiddrukniveau werd gemeten op diverse afstanden en meethoogten (zie fig. 13a).

Om de invloed van de omgeving in rekening te kunnen brengen is hier de geluidoverdracht gemeten vanaf diverse punten boven de rail naar meetplaatsen op enige afstand (zie de appendix B).



Aanstoting van het wiel in radiale richting



Meetopstelling bij het motordraaistel

Figuur 10: Meetopstelling in de NS-Hoofdwerkplaats te Haarlem



Trillingsmetingen op de rail in Papekop



Overzicht van de situatie bij de meetplaats

Figuur 11: Meetopstelling en meetplaats langs de spoorlijn Gouda-Woerden ter hoogte van Papekop

,

4.3 Overige gegevens

| De metinge | n | zijn op de volger | nde dage | en uitgevoerd: |
|------------|---|-------------------|----------|--------------------|
| Delft | : | 23 november | 1977 | 10.00 - 16.00 uur |
| Haarlem | : | 5 - 6 juli | 1978 | 18.00 - 04.30 uur |
| | | 23 - 24 augustus | 1978 | 18.00 - 03.30 uur |
| Papekop | : | 26 september | 1979 | 10.00 - 17.00 uur |
| | | 23 november | 1979 | 10.00 - 15.00 uur. |

De weersomstandigheden waren bij alle metingen zodanig dat zij niet van invloed zijn geweest op de resultaten d.w.z. het was droog en de wind was zwak tot matig. Het niveau van het achtergrondgeluid was bij alle metingen ten minste 10 dB(A) onder het gemeten geluidniveau. De toestand van de loopvlakken was niet van te voren bekend; bij de uitwerking zijn echter geen treinen met sterk afwijkende loopvlakkwaliteiten geconstateerd. De rails waren vrij van golfslijtage. Aanstoting





Figuur 12: De gebruikte apparatuur en meetopstelling.

Instrumentatie

5.

5.1

In het onderzoek is voornamelijk gebruik gemaakt van de in figuur 12 gegeven instrumentatie.

Te Delft en te Haarlem zijn de rails resp. de wielen mechanisch aangestoten met een èlektrodynamische excitator, die gestuurd werd met roze, indien nodig met gefilterde ruis. Om de geluidafstraling van de excitator te verminderen was deze in een houten kast van 20 mm multiplex geplaatst en gevuld met polystyreenschuim (zie fig. 9).

Als snelle impedantie-meetmethode is te Papekop gebruik gemaakt van aanstoting d.m.v. een hamerklap van een nylon of lichte stalen hamer. De klap op de krachtopnemer levert een breedbandig krachtspectrum op (ca. 1 decade).

Bij de reciproke metingen is gewerkt met een luidspreker als bron, gestuurd door roze ruis van constant niveau.

Bij alle metingen zijn de door de transducenten afgegeven signalen na versterking vastgelegd op magneetband m.b.v. een tweesporige recorder (zie figuur 12).

De versnellingen op de rails en de wielen zijn gemeten met vastgelijmde versnellingopnemers en de aanstootkracht met een krachtopnemer, zoals aangegeven in figuur 13c.

De geluiddruk is gemeten met 1/2"-microfoons met bijbehorende voorversterkers.

Voor de absolute ijking van de kracht- en versnellingopnemers is een triltafel gebruikt met een absolute versnelling bij 80 Hz van 137 dB re 1 μ m/s². De microfoons zijn geijkt met een ijkbron die een zuivere toon van 1000 Hz met een niveau van 94 dB re 20 μ Pa afgeeft. De frequentieijkingen werden uitgevoerd met de roze ruis van een ruisijkbron.

Van de op band vastgelegde signalen zijn in het laboratorium zowel smalle band-analyses als frequentie-analyses in 1/3-octaafbanden gemaakt. De smalle band-analyses zijn uitgevoerd op een digitaal analysesysteem dat gebruik maakt van "Fast Fourier Transform", dat de mogelijkheid biedt om ook het fasespectrum van twee synchroon opgenomen signalen te bepalen (bv. impedantie). De analyse in 1/3-octaafbanden is uitgevoerd m.b.v. een digitale B&K parallelanalysator gekoppeld aan een HP-computer. De spectra van continue signalen (aanstoting met roze ruis) zijn bepaald met een integratietijd van 32 s in de stand lineair.

De spectra van passages zijn bepaald door per frequentieband het maximum niveau te bepalen met een integratietijd van 1/8 s exponentieel in de stand "hold max".

De aldus verkregen frequentiespectra zijn via ponsband verwerkt door een standaard-programma van een Harris-computersysteem.











Figuur 13c: Plaatsing van de versnellingopnemers en de krachtopnemer op de rail. In verticale richting is de zuivere translatie gemeten

blad 28

5.2 Trillingsmetingen

5.2.1 Rail

Bij de metingen in Delft is de responsie van de rail (NP 42) bij harmonische puntkrachtaanstoting bepaald. Voor de aanstoting met de excitator werden drie plaatsen gekozen nl. in verticale richting boven een dwarsligger, tussen twee dwarsliggers en in horizontale richting tussen twee dwarsliggers (fig. 10). De kracht werd gemeten met een krachtopnemer tussen de excitatorkop en de rail, de vernelling met een versnellingopnemer vlak naast het aanstootpunt. De signalen van de twee opnemers werden synchroon op magneetband opgenomen (zie ook $\lceil 1 \rceil$).

Bij de impedantiemetingen te Papekop (de impedantie is de inverse van de admittantie, dus kracht gedeeld door de snelheid in plaats van andersom) werd de rail (NP 46) aangestoten met een nylon hamer waarvan de uitgeoefende kracht met behulp van een ingebouwde krachtmeter tot ca. 1600 Hz betrouwbaar te meten is en een stalen hamer (50 gram) die een betrouwbaar spectrum oplevert tot ca. 5000 Hz. De scheiding is bij 500 Hz gelegd. De impedantie is op zes verschillende plaatsen (zie fig. 13b) en in twee richtingen (fig. 13c) bepaald als gemiddelde van 10 klappen per meting. Het oplossend vermogen van de smalle band analyse tot 500 Hz is 2 Hz geweest en boven 500 Hz 20 Hz.

De translaties werden te Papekop bepaald door de signalen van twee versnellingopnemers te sommeren (zie fig. 13c). Voor deze meetmethode is door de TPD een speciale tweekanalige emittervolger ontwikkeld waarmee het ook mogelijk is de twee signalen af te trekken en op die manier rotaties te meten.

De meetplaatsen zijn aangeduid in figuur 13b.




De onderzochte draaistellen werden verend opgesteld op een hoogte van ongeveer 2 meter boven de vloer om de wielen vrij te hebben voor gedwongen aanstoting (zie de figuren 10 en 14). Het wiel werd aangestoten in radiale richting in het contactvlak van de wielband en in axiale richting op de zijkant van de wielband. Op deze plaatsen werden de admittanties gemeten. Bovendien werd de trillingsoverdracht gemeten naar andere punten van het wiel en de rest van het draaistel. Een aantal opnemers werd zo over het oppervlak verdeeld dat zoveel mogelijk trilvormen konden worden bepaald met behulp van de fasespectra (zie ook [1]).

5.2.3 Versnellingmeting bij treinpassage

Bij de meting van trillingniveaus op de rail tijdens een treinpassage werden dezelfde versnellingopnemers en emittervolgers gebruikt als tijdens de impedantiemetingen (fig. 11, 13b en 13c). Ten behoeve van de analyse werd een computerprogramma ontwikkeld dat na een triggersignaal het maximum spectrum bepaalt tijdens de passage van maximaal twee draaistellen. De integratietijd hierbij was 1/32 s "exponentieel" en gewerkt werd met "hold max". Per treinpassage werd het rekenkundig gemiddelde van deze spectra bepaald en voor verdere verwerking opgeslagen. De op deze wijze verkregen versnelling is gebruikt om de aanstootkracht te bepalen via de apart gemeten impedanties. Daarnaast werd ook het maximum versnellingsspectrum over de gehele treinpassage bepaald met een integratietijd van 1/8 s exponentieel in de stand "hold max".

Deze spectra, die als invoer voor de berekening van het afgestraalde geluid van wielen en rail zijn gebruikt, komen overeen met de tijdens de passage gemeten maximale geluidspectra.

Uit een versnellingmeting tijdens de passage op één plaats van de rail is ook de verzwakking langs de rail te bepalen. Door het signaal vijf maal per seconde te bemonsteren (integratietijd 1/8 s, lineair) wordt het tijdverloop van het versnellingniveau verkregen (frequentie-afhankelijk).



Figuur 15: Meetopstelling voor de reciproke meting van de geluidafstraling van de rail





De verzwakking is het verschil tussen het maximum versnellingsspectrum gemeten tijdens de passage van het laatste wiel en het spectrum gemeten als het laatste wiel over een bepaalde afstand is verwijderd. Hierbij is verondersteld dat de continue aanstoting door het laatste wiel een constant niveau heeft.

5.3 Onderzoek naar de geluidafstraling

5.3.1 Rail

In dit onderzoek is bepaald wat de geluidafstraling van de rail in het vrije veld zou zijn bij gedwongen aanstoting met een vlak krachtspectrum (overdrachtsfunctie b_{21} uit hoofdstuk 3.1). Deze geluidafstraling is reciprook gemeten (fig. 15) d.w.z. dat de rail wordt aangestoten door een geluidbron met volumedebiet U op de plaats van de microfoon (meting van b_{12} uit hoofdstuk 3.1). Voor een reciprook systeem geldt:

 $b_{12} = b_{21}$ m.a.w.: $\left(\frac{p}{F}\right)_{U=0} = \left(\frac{v}{U}\right)_{F=0}$

Door de snelheid in één bepaalde richting op de rail en het volumedebiet van de luidspreker te meten wordt op deze manier de gewenste overdrachtsfunctie gevonden (zie [7] voor meer informatie over reciprook meten).

Het volumedebiet van de luidspreker bij een stuurstroom van constant niveau is in een reflectievrije ruimte (f > 80 Hz) op reciproke wijze bepaald (zie figuur 16). Bij de metingen buiten is dezelfde stuurstroom als bij de dode kamermeting gebruikt. Het effectieve volumedebiet varieert met de hoek t.o.v. de as van de luidspreker en de as is daarom bij de metingen steeds zo goed mogelijk naar het meetpunt gericht geweest.

Bij de metingen zijn de stuurstroom en de versnelling van de rail op de band opgenomen.

Het richtingseffect bij de geluidafstraling door de rail is onderzocht door de verticale hoek die de bron t.o.v. de rail maakt te variëren nl. 15°, 30° en 45° (zie fig. 15).





Figuur 17: Plaatsing van de microfoons bij de intensiteitsmeting

blad 35

De op deze wijze bepaalde geluidafstraling levert het geluiddrukniveau op dat ter plaatse gemeten zou worden bij aanstoting met een vlak krachtspectrum. Het geluiddrukniveau in het vrije veld bij aanstoting met een vlak krachtspectrum wordt gevonden door de gemeten overdrachtsverzwakking D in rekening te brengen.

$$\mathbf{r}^{\mathbf{b}^{\mathbf{A}}} = \mathbf{r}^{\mathbf{b}} + \mathbf{p}$$

waarin L = het geluiddrukniveau in het vrije veld op een v bepaalde afstand r van de rail

- L = het geluiddrukniveau op de meetplaats, liggend op afstand r van de rail (r in m)
- D = de overdrachtsverzwakking voor geluidoverdracht vanaf de rail naar de meetplaats

5.3.2 Wiel

Voor de bepaling van de geluidafstraling van de wielen is gebruik gemaakt van dezelfde meetopstelling voor de aanstoting als bij de trillingmeting.

Omdat we te doen hebben met een halfgalmende ruimte en er bovendien voor lage frequenties (f < 250 Hz) in het nabijheidsveld van het wiel gemeten wordt, is gekozen voor een intensiteitsmeting. Deze nog nieuwe methode gaat uit van de gemeten geluiddrukken in twee dicht bij elkaar gelegen punten van het geluidveld (fig. 17). De intensiteit wordt uit het kruisspectrum van deze twee signalen berekend. In [1] wordt deze methode uitvoerig behandeld.

De twee microfoons werden op 3 cm van elkaar geplaatst met de as in de richting van de bron (fig. 17).

De meting is herhaald nadat de microfoons van plaats waren verwisseld zodat later voor de fase-ongelijkheid van de twee meetkanalen gecorrigeerd kon worden.

De methode is op de afstand van 2 m van de bron en met deze onderlinge afstand van 3 cm te gebruiken van 250 tot ca. 4000 Hz. Er worden, wat de fase betreft, zware eisen gesteld aan de opname- en weergave-apparatuur. Zelfs met hoogwaardige apparatuur blijkt fasecorrectie nodig te zijn om betrouwbare resultaten te krijgen. Dit is gebeurd door het fase spectrum te bepalen van de synchroon opgenomen ijkruis-signalen. De fase die daarbij gevonden wordt is de fase-ongelijkheid in beide kanalen na de transducenten, tot en met de verwerkingsapparatuur.

De op deze,wijze gevonden intensiteit hangt direct samen met de geluiddruk in het vrije veld gemeten bij aanstoting met een vlak krachtspectrum (a₂₁ uit hoofdstuk 3.1). Bovendien zijn uit deze metingen de richtingsdiagrammen bepaald.

5.3.3 Treinpassage

Het geluidspectrum op 2, 7,5 en 25 m afstand veroorzaakt door iedere treinpassage is bepaald door per frequentieband met een integratietijd van 1/8 s het maximum geluidniveau te meten.

Teneinde een bronsterkte te kunnen bepalen die slechts afhankelijk is van treinsnelheid, materieelsoort, spoorconstructie, loopvlakkwaliteiten en de richting van waaruit de bron gezien wordt en die onafhankelijk is van treinlengte en akoestische omgeving werden de gemeten geluiddrukniveaus als volgt omgerekend naar het akoestisch vermogen per draaistel. Het gemeten maximum geluiddrukniveau wordt door meerdere draaistellen bepaald; dit betekent dat het akoestisch vermogen m.b.v. het treinmodel van hoofdstuk 3.5 berekend moet worden. Als wordt uitgegaan van monopolen geldt voor dit model de volgende betrekking:

 $L_{W} = L_{p} - 10 \ lg \sum_{i} 10^{-(D_{i} + 10 \ lg \ 4\pi r_{i}^{2})/10}$

waarin L_W = akoestisch vermogen per draaistel
L = gemeten geluiddrukniveau in meetpunt A
D = overdrachtsverzwakking van draaistel naar meetpunt A
(zie 5.3.4 en appendix B)

r, = afstand van meetpunt A tot draaistel i

De akoestische vermogens berekend uit de geluiddrukmetingen op verschillende hoogten leveren het richteffect van de draaistellen in het verticale vlak op. Het richteffect in het horizontale vlak is uitgedrukt in het verschil tussen het op 7,5 m afstand gemeten L van een passerende trein en het berekende L van die trein uitgaande van monopolen. De bronsterkte van deze monopolen wordt bepaald uit het optredende maximum geluidspectrum.

5.3.4 Overdrachtsverzwakking

In appendix B wordt de bepaling van de overdrachtsverzwakking behandeld en er wordt hier slechts een toelichting gegeven op het gebruik ervan.

Voor de bepaling van het akoestisch vermogen per draaistel blijkt de overdrachtsverzwakking van elk draaistel naar het meetpunt nodig te zijn. De plaats van de bron ligt vast maar de bronhoogte is niet bekend en wordt benaderd door drie verschillende bronhoogten. Uit het beperkte aantal overdrachtsmetingen wordt een benadering gemaakt voor de gewenste overdrachtsverzwakking.

Het is ook mogelijk om één overdrachtsverzwakking voor de gehele trein te bepalen uit de gemeten overdrachtsverzwakkingen. Het akoestische vermogen wordt dan gevonden volgens:

 $L_{W} = L_{p} + 10 \text{ Ig} \sum_{i} \frac{1}{4\pi r_{i}^{2}} + D_{gem}$

waarin D de totale overdrachtsverzwakking is die bij één bepaald treinmodel past. Bij niet al te grote verschillen tussen het treinmodel en de treinen waarop D wordt toegepast zullen de fouten klein blijven.





6. MEETRESULTATEN

6.1 Trillingsmetingen

6.1.1 Impedanties en admittanties

In de figuren 18 t/m 20 zijn de amplitude- en fasespectra van de impedanties van railtype NP 42 weergegeven in de vorm van smalle band spectra ($\Delta f = 10$ Hz).



verticale richting gemeten boven een dwarsligger









blad 43

De impedanties van het railtype NP 46 zijn in 1/3-octaafbanden weergegeven in figuur 21. Deze impedanties zijn het gemiddelde van drie metingen, gemeten op drie verschillende plaatsen langs de rail in Papekop (zie fig. 13b).

In de figuren 18 t/m 21 zijn ook de impedanties getekend die berekend zijn volgens de formules uit appendix A.

Wiel

In de figuren 22 en 23 zijn ook de amplitude- en fasespectra van de admittanties van een wiel van het loopdraaistel van materieel 64 weergegeven. Het gebruik van admittantie i.p.v. impedantie is aantrekkelijker omdat o.a. een eigenfrequentie in de responsie van het wiel als maximum wordt weergegeven. Doordat het spectrum een smalbandig karakter heeft is voor een lineaire frequentieschaal gekozen. In de figuren zijn ook de berekende admittantie in radiale richting en de berekende eigenfrequenties van de wielband aangegeven (zie appendix A).











6.1.2 Trillingsoverdracht

Rail

De versnellingsmetingen op de rail tijdens een treinpassage leveren het beeld op van figuur 24. Hieruit is de verzwakking langs de rail bepaald zoals aangegeven is in figuur 25 en 26. Bij de metingen is onderscheid gemaakt in de richting en de plaats van de versnelling. De verschillen in de verzwakking gemeten boven een dwarsligger en tussen twee dwarsliggers is zo klein dat in figuur 25 en 26 het gemiddelde van deze twee metingen is weergegeven. Voor de responsies van de andere raildelen in het aanstootpunt wordt verwezen naar [1].

Wiel

In de figuren 27 en 28 worden vervolgens de gemiddelde responsies van alle wieldelen gegeven. Hieronder wordt verstaan het energetisch gemiddelde van de snelheidniveaus gemeten op het oppervlak van de verschillende wieldelen bij aanstoting met een vlak krachtspectrum. De middeling omvat steeds drie meetpunten per responsie waaronder het aanstootpunt; deze middeling is toegestaan omdat er weinig verzwakking in het wiel aanwezig is.

De gegeven responsies hebben betrekking op het wiel van een loopdraaistel bij resp. radiale en axiale aanstoting. In [1] wordt ook de responsie gegeven van een wiel van een motordraaistel.



dB t.o.v. de versnelling in het aanstootpunt

Figuur 25: De verzwakking van de versnelling gemeten op de rail in <u>verticale richting</u> bij verwijdering van de trein





dB re 1 m/s -80 -90 -100 -110 -120 130 L 140 LDR -150 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K ΗZ frequentie -X WIELAS RADIAAL X---- WIELBAND RADIAAL G-📥 WIELBAND AXIAAL ۸ - BINNENWIEL AXIAAL +BIJ RADIALE AANSTOTING







snelheidsniveaus in 1/3-octaafbanden

van 1 N/terts

51





Figuur 29: Het tijdverloop van het versnellingniveau van de rail gemeten tijdens de passage van twee tweewagenstellen van materieel 64 met een snelheid van 126 km/h (het signaal is boven 3000 Hz weggefilterd)

6.1.3 Trillingen van de rail tijdens treinpassages

Het tijdverloop van de versnellingen, die tijdens één treinpassage zijn gemeten, zijn in figuur 29 gegeven. Hierbij zijn de trillingen met weinig verzwakking boven 3000 Hz uit het signaal gefilterd. In de figuren 30 en 31 zijn van dezelfde passage de maximaal en minimaal gemeten versnellingniveaus op de rail gegeven. Tussen deze twee spectra liggen vijf spectra die tijdens de passage van de afzonderlijke draaistellen zijn gemeten.

De aanstootkrachten zoals die zijn bepaald volgens de in hoofdstuk 5.2.3 beschreven methode zijn in de figuren 32, 33 en 34 gegeven. Hierbij is onderscheid gemaakt naar materieelsoort, treinlengte, snelheidsklasse, aanstootrichting en -plaatsen op de rail. De treinsnelheid is verdeeld in klassen van 10 km/h zodanig dat bijvoorbeeld alle treinen met passeersnelheden van 76 t/m 85 km/h tot de snelheidsklasse 80 km/h behoren.

Het gegeven krachtspectrum is de som van een gemiddeld versnellingsspectrum per draaistel of per combinatie van twee draaistellen en een over de meetplaatsen gemiddeld spectrum van de railimpedantie. Het gemiddelde versnellingsspectrum is een gemiddelde van de metingen van de afzonderlijke draaistellen van één soort, eenzelfde lengte en met snelheden binnen dezelfde snelheidsklasse, maar op drie verschillende plaatten op de rail gemeten. Op deze manier wordt ook het verschil in ruwheden van het railoppervlak in rekening gebracht. Tabel 3 geeft een overzicht van de verwerkte metingen.





Technisch Physische Dienst TNO - TH



horizontaal boven een dwarsligger

Figuur 31: Maximale en minimale versnellingniveaus gemeten tijdens de passage van materieel 64, 2+2, snelheid 126 km/h

10.000

100

Hz



Aanstootkracht in 1/3-octaafbanden dB re 1 N



dB re 1 N N 10.000 SØ 78 . 5Ø 1000 53 43 100 30 10 20 10 31.5 63 15 2< 3 H? 125 258 502 ΞK frequentie 120 km/h 130 km/h 4 wagens +---+ 31722 ... Hovizontaal tussen twee dwarsliggers

Aanstootkracht in 1/3-octaafbanden

Figuur 32: Gemiddelde spectra van de aanstootkracht bepaald uit de gemiddelde versnellingsspectra, gemeten op de rail tijdens het passeren van materieel 54





Figuur 33: Gemiddelde spectra van de aanstootkracht bepaald uit de gemiddelde versnellingsspectra, gemeten op de rail bij het passeren van materieel 64



materieelsoorten

.

Tabel 3: De in dit onderzoek verwerkte metingen

| , | · / | | | | |
|---------|----------|------------|------------|----------|-------------|
| meting- | meet- | materieel- | aantal | snelheid | opmerkingen |
| nummer | plaats * | soort | wagens | km/h | |
| 1 | 1 | 64 | 2+2 | 75 | |
| 2 | 1 | - | - | 79 · | |
| ν | | | | | |
| 5 | 1 | 64 | 2+2 | 124 | |
| 8 | 1 | - | - | 116 | |
| 12 | 2 | - | - | 123 | |
| 15 | 2 | - | - | 123 | |
| | | | | | |
| 18 | 3 | 64 | 2+2 | 126 | |
| | | | | | |
| 3 | 1 | 54 | 4 | 77 | |
| 4 | . 1 | - | - | 62 | |
| | | | | | |
| 10 | 2 . | 54 | · 4 | 117 | |
| 13 | 2 | | - · | 121 | - |
| 14 | 2 | - | - | 118 | |
| 19 | 3 | - | 2+2 | 121 | |
| • | | | | | |
| 7 | 1 | 54 | 4 | 130 | |
| 20 | 3 | | - | 126 | |
| | | | | | |
| 17 | 3 | IC III | 3+3 | 123 | |
| | | | | | <u> </u> |
| 20 | spoor 2 | 64 | 2+2 | 119 | 1) 3) |
| 28 | spoor 2 | - | _ · | 117 | 1)3) |
| 43 | spoor 2 | - | - | 127 | 1) 3) |
| 4 | | | | | |
| - 8 | . 1 | sprinter | 2+2 | 126 | 2) 3) |

1) Metingen op 18 juni 1979 te Papekop

2) Metingen op 19 juni 1979 te Papekop

3) hiervan zijn alleen de akoestische vermogens bepaald

(niet de aanstootkrachten)

zie figuur 13 b

6.2 Geluidmetingen

6.2.1 Rail

De geluidafstraling van de rail, die op reciproke wijze is bepaald, is in de figuren 35 en 36 weergegeven. Hierin wordt de geluiddruk gegeven die op 2 m afstand van de rail bij aanstoting met een vlak krachtspectrum van 1 N/terts zou worden gemeten in het vrije veld onder een verticale hoek van 15° met de horizontaal. De gegeven spectra zijn het gemiddelde resultaat van de metingen op respectievelijk 2 m en 7 m afstand van de rail, waarbij gecorrigeerd is voor de overdrachtsverzwakking naar een punt 5 cm boven de rail.

Bij de metingen onder verschillende hoeken in het verticale vlak is geen duidelijk richteffect van de rail waargenomen (zie ook [1]).

6.2.2 Wiel

Ook de geluidafstraling van het LDR-wiel en het MDR-wiel bij aanstoting met een vlak krachtspectrum is in de figuren 35 en 36 gegeven. Omdat de intensiteit i.p.v. de geluiddruk gemeten is mogen we spreken van de geluiddruk die we op 2 m afstand onder een verticale hoek van ca. 15° zouden meten in het vrije veld.





blad 62

geluiddrukniveau in 1/3-octaafbanden



van 1 N/terts



Figuur 37: Richtingsdiagrammen van het door de wielen afgestraalde geluid bij aanstoting met een kracht van 1 N/terts

Bij de wielen is er wel sprake van richteffect. Uit de metingen onder verschillende hoeken zijn de richtingsdiagrammen bepaald. Hierin zijn de tertsbandniveaus weergegeven gemeten onder verschillende hoeken bij een aanstootkracht van 1 N/terts (zie figuur 37). De vier gegeven tertsbanden in ieder diagram zijn die waarin vier belangrijkste eigenfrequenties vallen. Geluidvermogenniveau in 1/3-octaafbanden

dB re l p₩



geluidvermogenniveau in 1/3-octaafbanden











Figuur 38: Het geluidvermogen per draaistel van materieel 64, rijdend op spoor 1 en spoor 2, bepaald uit gemeten geluidspectra op 7,5 en 25 m afstand van de baan (treinlengte: 2+2 wagens, gemiddelde snelheid:120 km/h). Voor de toegepaste overdrachtsverzwakking is uitgegaan van verschillende bronhoogten.
6.2.3 Treinpassage

Het volgens hoofdstuk 5.3.3 berekende akoestische vermogen per draaistel van materieel 64 is in figuur 38 gegeven. Er is uitgegaan van de gemiddelde geluidspectra van een groot aantal treinen met twee tweewagenstellen, rijdend op spoor 1 en spoor 2 in de snelheidsklasse 120 km/h en gemeten op diverse afstanden tot de baan . Voor de bijpassende overdrachtsverzwakking van iedere bronplaats naar het meetpunt zijn drie bronhoogten aangenomen namelijk 5 cm, 25 cm en 50 cm boven de rail. Bovendien is het akoestisch vermogen bepaald met een gemiddelde overdrachtsverzwakking behorende bij deze drie bronhoogten (zie appendix B).

Deze metingen zijn uitgevoerd in het kader van een ander onderzoek [6]





Het richteffect van de passerende draaistellen in het verticale vlak komt tot uiting in de akoestische vermogens die op de verschillende hoogten zijn gemeten. In de figuren 39 en 40 is dit weergegeven als verschil tussen de akoestische vermogens gemeten onder 15° en onder 30° en 45°. De akoestische vermogens zijn het gemiddelde resultaat van de metingen op 2 m en 7 m afstand.

Het richteffect van de gehele trein in het horizontale vlak is in figuur 41 gegeven als verschil tussen het gemeten en berekende L van een treinpassage (zie appendix C).

7. BESPREKING VAN DE RESULTATEN

7.1 Trillingen

7.1.1 Railimpedantie

Uit het fasespectrum in figuur 20 (NP 42) blijkt de resonantie van de railmassa op de stijfheid van de oplegging op te treden bij 75 Hz. Het frequentiegebied is op te splitsen in twee gebieden,

nl.: $f < f_{-}$ de impedantie vertoont een veerkarakter

 $f > f_{o}$

van een lopende buiggolf.

Bij de resonantiefrequentie wordt de impedantie door de demping in de oplegging bepaald.

de impedantie komt in grote lijnen overeen met die

De eerste inbreuk van de buiggolftheorie treedt op bij ca. 800 Hz door de eigentrilling t.g.v. de periodieke oplegging van de rail.. Bij deze frequentie past er juist een halve golflengte van de buiggolf tussen de dwarsliggers. De volgende inbreuk treedt op boven ca. 1600 Hz. De raildoorsnede is niet meer als stijf te beschouwen en er treden eigentrillingen in het profiel op. De buiggolven gaan over in torsiegolven waarvan de impedantie lager is.



Figuur 42: Het amplitudespectrum van het wiel in radiale en axiale richting (nadere uitwerking voor lage frequenties van de figuren 22 en 23)

blad 71

Bij horizontale aanstoting (fig. 18) geldt dezelfde theorie; de aanstoting is echter asymmetrisch en levert geen zuivere buiggolf meer op. De horizontale stijfheid van de oplegging is groter en de buigstijfheid van de rail is kleiner. De resonantiefrequentie ligt nu bij 200 Hz en de eigentrilling t.g.v. de periodieke oplegging zou volgens berekening bij 400 Hz moeten liggen.

Bij 1600 Hz treedt een sterke resonantie op van de railkop op de flankstijfheid. Hierboven komt de impedantie overeen met die van torsiegolven in de rail.

Figuur 21 heeft betrekking op een zwaarder railtype NP 46. Voor verticale aanstoting ligt de resonantie t.g.v. de railmassa op de stijfheid van het ballastbed daarom lager, namelijk bij 63 Hz. De inbreuk van de eigentrilling t.g.v. de periodieke oplegging ligt nu bij 1000 Hz als gevolg van een grotere verticale buigstijfheid van de rail en een kleinere dwarsliggerafstand. Bij horizontale aanstoting ligt de resonantiefrequentie bij 250 Hz en de eigentrilling bij 500 Hz. Boven de 500 Hz is de rail ontkoppeld van de oplegging en wordt de impedantie door torsie bepaald.

7.1.2 Wieladmittantie

De radiale puntadmittantie van het wiel (fig. 22) kan weer in twee frequentiegebieden verdeeld worden.

1° In het frequentiegebied tot ca. 500 Hz is het wiel als een zuivere massa te beschouwen die overeenkomt met de massa van het wiel + de aspot en 1/3 van de as.

Door de slapheid in axiale richting treedt bij 400 Hz een inbreuk op t.g.v. een axiale eigentrilling (zie ook figuur 42).

2° Boven ca. 500 Hz raakt de relatief zware wielband ontkoppeld van het slappe binnenwiel. De admittantie komt overeen met die van een oneindig lange staaf met de doorsnede van de wielband. Dit beeld wordt echter verstoord door de eigentrillingen t.g.v. de eindige lengte van de wielband. Bij een eigenfrequentie past er juist een geheel aantal malen de golflengte van de buiggolf in de wielband waardoor resonantie optreedt. Zo treedt er naast deze resonantie ook een anti-resonantie op, waarbij de golven elkaar verzwakken. De axiale puntadmittantie wordt volledig door axiale eigentrillingen van de wielband bepaald. Hier zijn de niveaus niet te berekenen als gevolg van de geringe demping in het wiel. De eigenfrequenties, aangegeven in de figuren 22, 23 en 42, zijn berekend met de formules uit Appendix A. De radiale eigenfrequenties verschuiven sterk met de wielbanddikte. De axiale eigenfrequenties zijn minder gevoelig voor variaties in de wielbanddikte.

7.1.3 Trillingsoverdracht

Rail

De verzwakking langs de rail in figuur 25 en 26 wordt bij lage frequenties veroorzaakt door de demping in de oplegging. De afname van de verzwakking bij toenemende frequentie is het gevolg van de ontkoppeling van de rail van de oplegging. Boven ca. 1600 Hz worden de akoestische demping en de inwendige materiaaldemping bepalend. Bij frequenties van ca. 10 kHz treedt een vrijwel ongedempt golfverschijnsel in de rail op dat verantwoordelijk is voor het "zingen" van de rail (zie fig. 24).

Wiel

De responsies van de verschillende wieldelen bij gedwongen puntaanstoting geven ons een duidelijk beeld hoe het wiel zich gedraagt en hoe het waarschijnlijk geluid zal afstralen (zie de figuren 27 en 28).

In radiale richting is het wiel tot ca. 500 Hz als stijf te beschouwen; hierboven raakt de wielband ontkoppeld van het binnenwiel en treden radiale eigentrillingen op.

De radiale ontkoppeling blijkt zeer duidelijk uit de responsie van de wielas in figuur 27.

De radiale beweging van de wielband is sterk gekoppeld aan de axiale beweging van het binnenwiel voor zowel radiale als axiale aanstoting. Bij axiale aanstoting worden de responsies van alle wieldelen volledig door de axiale eigentrillingen bepaald, uitgezonderd die van de wielas. Dit betekent dat de overdracht naar de rest van het draaistel ook gering is en de geluidafstraling ervan verwaarloosbaar is t.o.v. het wiel. Als gevolg van de geringe axiale stijfheid van het binnenwiel treedt bij 250 Hz een vrij sterke eigentrilling op (zie figuur 42) die te vergelijken is met de conusbeweging van een luidspreker. Deze eigentrilling speelt bij de geluidafstraling een belangrijke rol.

7.1.4 Aanstootkracht

De bepaalde aanstootkracht is een benadering van de werkelijke aanstoting op het moment dat het draaistel boven de opnemer is. Bij hogere frequenties zal deze benadering waarschijnlijk afwijken van de werkelijke aanstoting omdat dan het in hoofdstuk 3 gekozen zeer eenvoudige model waarschijnlijk niet meer geldig is.

De aanstootkracht wordt o.a. bepaald door de snelheid van de trein, de ruwheden op de loopvlakken en de materieelsoort (asbelasting). De spreiding t.g.v. de wielruwheden komt in figuur 29 tot uitdrukking in de verschillen van het versnellingniveau tijdens de passage van de draaistellen. Spectraal is dit zelfde af te lezen uit de figuren 30 en 31. Het verschil tussen een "goed" wiel en een "slecht" wiel kan ca. 10 dB bedragen.

De invloed van de snelheid is voor materieel 54 en 64 uit de figuren 32 en 33 af te lezen. Het algemene beeld is dat er in het middenfrequente gebied vrijwel geen snelheidsafhankelijkheid optreedt. De horizontale kracht vertoont slechts boven ca. 1000 Hz enig snelheidseffect. Voor dit frequentiegebied geldt ongeveer het snelheidsverband: F \div 40 lg v.

De invloed van de materieelsoort op de aanstootkracht wordt getoond in figuur 34. De verschillen zijn opmerkelijk. Het is waarschijnlijk het remsysteem van de materieelsoort die deze verschillen oplevert. De IC III-trein is uitgerust met schijfremmen en één blokrem per wiel; het zogenaamde poetsblok. Materieel 54 en 64 zijn uitgerust met blokkenremmen (4 blokken per wiel) waarmee geremd wordt op het loopvlak van het wiel waardoor grote slijtage optreedt en het loopvlakoppervlak erg ruw wordt. Dit kan volgens Hemaworth [5] een verschil opleveren tot maximaal 10 dB met een schijfgeremde trein. De afwijking van dit beeld tussen 250 en 1000 Hz in figuur 34 is zeer waarschijnlijk het gevolg van golfslijtage op het wiel t.g.v. het extra "poetsblok" bij de IC-trein (zie [5]). Als aangenomen wordt dat de kracht onafhankelijk is van de railimpedantie en de ruwheden op de rail geen grote spreiding tussen verschillende meetplaatsen vertonen dan zou moeten gelden dat de kracht boven een dwarsligger gelijk is aan die tussen twee dwarsliggers. In het algemeen blijkt voor frequenties hoger dan 1600 Hz in de figuren 32 t/m 34 de kracht tussen twee dwarsliggers groter te zijn dan boven een dwarsligger.

Bij hoge snelheden is de verticale aanstootkracht in het gehele frequentiegebied tussen twee dwarsliggers wat groter dan boven een dwarsligger. Een verklaring hiervoor hebben we nog niet gevonden.

Het horizontale krachtniveau ligt ongeveer 10 à 15 dB onder het verticale krachtniveau. De verticale dynamische aanstootkracht is voor het NS-materieel 64 en 54 bij een snelheid van ca. 120 km/h 1000 tot 3000 N voor frequenties tussen ca. 50 en 2000 Hz.

7.2 Geluidafstraling

7.2.1 Rail

Het afgestraalde geluid hang't samen met de responsie van de rail, de verzwakking langs de rail en de mate waarin de rail geluidenergie kan overdragen aan de lucht. In het geluiddrukniveau op 2 m afstand (figuren 35 en 36) is de mechanische responsie van de rail gedeeltelijk terug te vinden; voor slecht afstralende eigentrillingen is dit niet het geval.

Het richteffect in het verticale vlak is verwaarloosbaar klein; in het horizontale vlak wordt het richteffect geïntroduceerd door de verzwakking van de trillingen in de rail. Het geluidveld is dus cilindervormig waarbij de geluiddruk op een lijn evenwijdig met de rail afneemt met de afstand tot het aanstootpunt op een wijze die bepaald wordt door de afname van de trillingen in de rail.

75

7.2.2 Wiel

De geluidafstraling blijkt zowel voor radiale als axiale aanstoting in grote mate door de responsie van het binnenwiel bepaald te worden. Dit is het grootste oppervlak en levert de grootste bijdrage tot het geluidveld (vergelijk figuur 27 met figuur 35 en figuur 28 met figuur 36). De sterke geluidafstraling bij 250 Hz van het motordraaistelwiel bij de axiale aanstoting is het gevolg van een axiale eigentrilling met een sterk richteffect in het geluidveld (zie fig. 37). De eigentrilling komt overeen met de conusbeweging van het wiel; de gehele wielband trilt in fase op de stijfheid van het binnenwiel. Het verschil tussen het motordraaistel en het loopdraaistel in figuur 36 is het gevolg van de grotere axiale stijfheid t.g.v. de dubbele welving in het binnenwiel van het loopdraaistel. De richtingsdiagrammen in figuur 37 vertonen weinig richteffect uitgezonderd de eigenfrequenties 250 en 400 Hz bij axiale aanstoting van het MDR-wiel. In het vlak van het wiel zal de geluidafstraling waarschijnlijk minder zijn als gevolg van het kleiner stralende oppervlak in radiale richting.

7.2.3 Passerend draaistel

Het akoestische vermogen per draaistel (fig. 38) dat uit het maximum geluidspectrum, gemeten tijdens een treinpassage, is bepaald zal op alle meetafstanden nagenoeg hetzelfde resultaat op moeten leveren (althans voor dezelfde afstraalrichting). Dit is in redelijke mate het geval.

De gekozen bronhoogte bij het invoeren van de overdrachtsverzwakking is van invloed op de spreiding in de akoestische vermogens bepaald op de verschillende afstanden. Uit figuur 38 blijkt dat de bronhoogte van 5 cm boven de rail wat betere resultaten geeft dan die van 25 en 50 cm. Als we bedenken dat zeker voor korte meetafstanden met de bronafmetingen rekening gehouden moet worden dan lijkt een energetische middeling over de bijdragen van meerdere bronhoogten de beste benadering van de bron (zie fig. 38). Op grote afstanden (>25 m) kan de bron wel als puntbron gezien worden waarvan de bronplaats tussen loopvlak en wielas ligt.







geluiddrukniveau in 1/3-octaafbanden dB re 20 به Pa blad

Bij de bepaling van de akoestische vermogens is uitgegaan van monopooluitstraling per draaistel. De akoestische vermogens bepaald uit de metingen op diverse hoogten tonen het geringe verticale richteffect van de geluidafstraling van de draaistellen (zie figuur 39 en 40). Van de zeer gerichte uitstraling van het MDR-wiel bij 250 Hz (fig. 37) is in deze figuren weinig terug te vinden.

Het richteffect in het horizontale vlak bedraagt voor een gehele trein ca. 3 dB als verschil tussen het berekende L uitgaande van monopolen en het gemeten L (zie fig. 41). Dit verschil komt juist overeen met het verschil tussen het L van een passerende monopool en van een dipool.

7.3 Vergelijking van wiel- en railafstraling

Wanneer we teruggaan naar de vierpolen uit figuur 1 dan blijken nu alle grootheden aanwezig te zijn om de bijdrage van wiel en rail afzonderlijk voor horizontale en verticale aanstoting te bepalen. Beschouwd wordt het geluiddrukniveau op 2 m afstand van het wiel in het vrije veld in de richting waarin doorgaans de emissie wordt gemeten ($\approx 15^{\circ}$).

Bij de overdrachtsniveaus voor de rail uit figuur 35 en 36 zijn de bijbehorende maximale krachtniveaus, gemeten tijdens het passeren van een trein, opgeteld. Voor de aanstootkracht van het wiel is het gemiddelde genomen van de maximale kracht gemeten boven een dwarsligger en tussen twee dwarsliggers.

De rail- en wielbijdragen aan het geluiddrukniveau op 2 m afstand kunnen nu per aanstootrichting met elkaar worden vergeleken. De maximale geluidafstraling van de rail (type NP 46) en de wielen van het loop- en motordraaistel van materieel 64 zijn bij rijsnelheden van 75 km/h en 126 km/h respectievelijk in figuur 43 en 44 weergegeven.

Verticaal overheerst in het frequentiegebied van 500 tot 1000 Hz de rail als gevolg van de eigentrilling die samenhangt met de periodieke oplegging. Het resterende frequentiegebied wordt door de afstraling bij eigenfrequenties van het wiel beheerst.











Horizontaal bepalen de axiale eigentrilvormen van het wiel bij 250, 400 en 1000 Hz de geluidafstraling. Hoogfrequent zijn rail en wiel gelijkwaardig.

Bij deze vergelijkingen is uitgegaan van volledige ontkoppeling tussen wiel en rail en de aanstoting is benaderd door twee krachten bepaald vanuit versnellingsmetingen op de rail tijdens een treinpassage.

Als we uitgaan van de veronderstelling dat F_{vert} en F_{hor} bij de werkelijke aanstoting onafhankelijk van elkaar zijn dan is de totale geluidafstraling de energetische som van de bijdragen bij verticale en horizontale aanstoting, veronderstellend dat de bijdragen afkomstig van aanstoting met de vier andere vrijheidsgraden verwaarloosbaar zijn. In de figuren 45 en 46 wordt het resultaat hiervan gegeven samen met het werkelijk gemeten geluiddrukniveau tijdens de passage van een wiel.

De in het onderzoek gekozen benadering blijkt in figuur 45 van 315 Hz tot 1250 Hz zeer goed te voldoen en in figuur 46 van 250 tot 1250 Hz. De volgende redenen kunnen de oorzaak zijn van de optredende afwijkingen:

- er treedt wellicht geen perfecte ontkoppeling op van wiel en rail waardoor bijvoorbeeld de axiale eigentrilling van het wiel bij 250 Hz extra gedempt wordt
- voor lage frequenties kan het verschil tussen de gemeten impedantie van de rail in onbelaste toestand en de impedantie van de rail tijdens het passeren van een wiel een rol spelen (toename van de stijfheid van het ballastbed in belaste toestand geeft verschuiving van de resonantiefrequentie)
- de wijze waarop de aanstootkracht bepaald is is waarschijnlijk boven 1000 à 2000 Hz niet meer correct (zie ook hoofdstuk 3.2)
- In de figuren 43 en 44 is aangegeven boven welke frequenties het gekozen model voor wiel-railgeluid niet meer betrouwbaar is.





Figuur 45: Vergelijking tussen het gemeten geluiddrukniveau veroorzaakt door een passerend wiel en het via de aanstootkracht bepaalde geluiddrukniveau van wiel en rail afzonderlijk nummer 007.822

blad 81





Figuur 46: Vergelijking tussen het gemeten geluiddrukniveau veroorzaakt door een passerend wiel en het via de aanstootkracht bepaalde geluiddrukniveau van wiel en rail afzonderlijk



geluidvermogenniveau in 1/3-octaafbanden

op 7,5 m afstand)

7.4 Vergelijking materieelsoorten

In figuur 34 werden het materieel 54, materieel 64 en een IC-trein met elkaar vergeleken op basis van de gemiddelde aanstootkracht. In figuur 47 worden dezelfde materieeltypen met elkaar vergeleken, maar nu op basis van het berekende akoestisch vermogen per draaistel. Bovendien is nu een "Sprinter" in de vergelijking betrokken.

Zowel op basis van de aanstootkrachten als van de akoestische vermogens blijken de materieelsoorten 54 en 64 vrijwel identiek. De IC-III-trein en de Sprintertrein wijken hier duidelijk van af, ieder op een andere manier. Men dient zich bij het beschouwen van de figuren 34 en 47 wel te realiseren dat van het IC-III-materieel en het Sprintermaterieel slechts één exemplaar werd gemeten die mogelijk een niet volledig representatief beeld geven voor het gehele IC-III- en Sprintermaterieel. De verschillen in aanstootkracht (fig. 34) zijn vrijwel zeker het gevolg van de verschillen in remsystemen van de materieelsoorten (hoofdstuk 7.1.4) en de daaruit voortvloeiende verschillen in ruwheid van de loopvlakken.

Overeenkomstige verschillen treden op van 250 tot 4000 Hz bij het geluidvermogen per draaistel. De met schijfremmen uitgevoerde Sprinter wijkt sterk af van het oudere reizigersmaterieel. We moeten bij deze vergelijking tevens bedenken dat de geluidafstraling van de verschillende materieeltypen bij gelijke aanstoting kunnen verschillen als gevolg van verschil in draaistelconstructie, geometrie van de trein enz. Dit verklaart bijvoorbeeld het verschil tussen ma-`terieel 54 en 64 in het frequentiegebied 250 - 1000 Hz. Materieel 54 heeft onder de trein een gesloten bak en schermt het geluid van wielen en rail aan de andere zijde van de trein af, terwijl materieel 64 geheel open is zodat de wielen en de rail aan de andere zijde wel mee kunnen doen.

Het afwijkende beeld voor de Sprinter is zeer waarschijnlijk voor een belangrijk deel te wijten aan de hulpwerktuigen zoals een op de as gekoppelde ventilator (geeft hoge geluidniveaus in de frequentiebanden met met middenfrequenties 200 en 250 Hz). De invloed van de treinsnelheid op het geluidniveau is voor NS-reizigersmaterieel in andere onderzoeken [8, 9] bepaald op:

 $L_{max}(dB(A): 24 lg v.$

Uit figuren 32 en 33 volgt een ander snelheidsverband voor de aanstootkracht namelijk:

frequenties van 250 tot 500 Hz: onafhankelijk van de snelheid frequenties > 1000 Hz : $L_F \div \approx 40$ lg v We moeten bedenken dat het snelheidsspectrum op de rail uit het ruwheidsspectrum wordt gevonden via f = v/ λ waarbij v de treinsnelheid is en λ de golflengte in het ruwheidsspectrum voorstelt. Dit houdt een verschuiving van het frequentiespectrum met de snelheid in.



, Order of magnitude of alternating forces which occur on rolling (250 km/h; smooth rails).

Figuur 48: De optredende aanstootkracht bij het passeren van een trein met een snelheid van 250 km/h (ontleend aan Fischer 10)

NOISE GENERATION BY RAILROAD COACHES



Figure 18. Radiated sound power at 250 km/h, determined for one bogic. 0 ----0, Measured during test tuns, 25 m from track; \bigtriangleup --- \bigtriangleup , calculated from stationary tests by equation (6).

Figuur 49: Vergelijking tussen het berekende en gemeten afgestraalde geluid (ontleend aan Fischer 10)

8. VERGELIJKING MET ANDER ONDERZOEK

8.1 Methode

De methoden die in dit onderzoek gebruikt zijn stemmen in grote lijnen overeen met die van Remington in zijn baanbrekend onderzoek over rail-wielgeluid [2, 3, 4]. Nieuw ten opzichte van Remington en van andere onderzoekers is het volgende:

- de wijze waarop de aanstootkrachten van de voorbijrijdende trein werden bepaald en de wijze waarop hierbij onderscheid tussen een verticale en een horizontale kracht werd gemaakt
- de wijze waarop het akoestisch vermogen per draaistel werd bepaald met behulp van reciproke overdrachtsmetingen en het gemeten geluiddrukniveau
- de wijze waarop het relatieve belang van rail- en wielafstraling werd bepaald
- het meer gedetailleerde onderzoek aan de uitbreiding van trillingen in de rail.

Voorts werd de door Remington gegeven theorie over rail- en wieltrillingen op een aantal punten uitgebreid (zie vooral[1]).

8.2 Resultaten

In de meeste opzichten stemmen de resultaten van het onderhavige onderzoek overeen met die van Remington [2] en die van Fischer [10].

- de gevonden rail- en wieladmittanties zijn in grote lijnen dezelfde
- de gevonden afstraling van rail en wiel zijn voor de meeste frequentiebanden nagenoeg identiek
- de orde van grootte van de verticale aanstootkracht is dezelfde als gevonden door Fischer (zie figuur 48)
- de orde van grootte van het akoestisch vermogen is gelijk aan de door Fischer gevonden waarden (zie fig. 49).

Verschillen met de resultaten van andere onderzoekers zijn:

- de conclusies over het relatieve belang van rail en wiel die uit ons onderzoek volgen stemmen in grote lijnen wêl overeen met die van Remington, maar wijken hier en daar af van die van Fischer: alle drie de onderzoekers zijn het er echter over eens dat voor frequenties hoger dan 2000 Hz de afstraling van het wiel overheerst;

blad 88



octaathanden

men moet bij dit alles wel bedenken dat de onderzochte systemen (rail, wiel, draaistel) vrij sterk verschillen blad 89

- onze resultaten voor de uitbreiding van trillingen in de rail stemmen in essentie overeen met die van Remington (figuur 50); doordat Remington slechts gemeten heeft tot ca. 5 m afstand van het aanstootpunt heeft hij voor sommige frequentiebanden (bijvoorbeeld 4000 Hz) echter afwijkende conclusies getrokken.

8.3 Wetenschappelijk belang van het onderzoek

Uit wetenschappelijk oogpunt is het onderzoek van belang omdat enkele nieuwe methoden worden geïntroduceerd waardoor het onder andere voor het eerst mogelijk was het relatieve belang van horizontale en verticale aanstoting te bepalen. De andere resultaten van het onderzoek bevestigen in grote lijnen de resultaten van andere onderzoekers. Van algemeen belang is vooral de conclusie dat in het dB(A)-bepalende frequentiegebied (200 tot 2000 Hz) de geluidafstraling van de rail wel degelijk een belangrijke bijdrage kan leveren (wordt ook gesteld door Remington, maar ontkend door anderen). Voorts is van belang dat uit ons onderzoek is gebleken dat bij een treinsnelheid van ca. 120 km/h de verticale dynamische aanstootkrachten bij blokkengeremde wielen over een breed frequentiegebied per tertsband 1000 tot 3000 N bedragen en dat opnieuw aanwijzingen zijn verkregen dat deze krachten, en daarmee de geluidafstraling, aanzienlijk verminderd kunnen worden als gezorgd wordt voor gladdere loopvlakken van de wielen.

9. <u>CONCLUSIES</u>

- 9.1 De verticale dynamische aanstootkrachten t.g.v. de kleine oneffenheden op de loopvlakken zijn voor het frequentiegebied 50 - 2000 Hz een factor 3 tot 7 (10 tot 15 dB) sterker dan de horizontale. De verticale aanstootkrachten in dat frequentiegebied zijn voor het NS-materieel 54 en 64, bij een snelheid van ca. 120 km/h 1000 tot 3000 N per tertsband (zie o.a. fig. 34).
- 9.2 De resultaten van het onderzoek geven duidelijke aanwijzingen dat het voor de vermindering van rolgeluid van primair belang is om de ruwheid van de loopvlakken van de wielen te verminderen. Dit wijst op het belang van andere remsystemen dan blokkenremmen. Ook zogenaamde "poetsblokken" zijn in dit verband nog ongunstig. Naast de toepassing van andere remsystemen lijkt een beter onderhoud van de wielbanden van belang, zeker bij blokkengeremde treinen (zie o.a. de figuren 29, 30 en 47).
- 9.3 Het onderzoek heeft een diep inzicht gegeven in de responsie en de geluidafstraling van rail en wielen, waardoor het mogelijk is om aan te geven welke invloed constructieve wijzigingen van de baan en de wielen hebben op de geluidafstraling (zie hoofdstuk 7). Voor de vermindering van de geluidafstraling is een verhoging van de demping van bepaalde eigentrilvormen essentieel.

9.4 Voor het materieel 64 rijdend op rails type NP 46 op houten dwarsliggers in ballastbed geldt het volgende:

50 - 150 Hz geluidafstraling van rail en wielen ongeveer even sterk

150 - 500 Hz geluidafstraling van wielen overheerst (axiale eigentrilvormen van het wiel, aangestoten door horizontale krachtcomponent)

500 - 1000 Hz geluidafstraling van de rail bepalend boven 1500 Hz geluidafstraling van wielen overheersend (radiale eigentrilvormen van de wielband). 9.5 In een rekenschema kan de trein beschreven worden door een rij puntbronnen gelegen boven de dichtstbijzijnde rail. Het onderzoek heeft inzicht gegeven in de bronsterkte van deze puntbronnen als functie van treinsnelheid, treintype, railconstructie, wieltype, enz. en voorts in hun richtkarakteristiek en hun hoogte boven de rail.

Delft, 19 september 1980

Technisch Physische Dienst,

Truiten Yler い

ir. C.J.M. van Ruiten dr.ir. T. ten Wolde

De hier beschreven studie is uitgevoerd in opdracht van het Ministerie van Verkeer en Waterstaat. De schrijver is de Nederlandse Spoorwegen zeer erkentelijk voor de medewerking tijdens de metingen. Voorts dankt hij de heer J. van 't Hof voor zijn hulp bij de metingen en de uitwerking van de meetgegevens.

LITERATUURLIJST

- 1 C.J.M. van Ruiten, "Wiel/Railgeluid", afstudeerverslag, TH-Delft (januari 1979)
- 2 P.J. Remington, "Wheel/Rail Noise, Part I: Characterization of the wheel/Rail dynamic system", J. Sound Vib (1976) vol. 46, no. 3, p. 359-379
- 3 M.J. Rudd, "Wheel/Rail Noise, Part II:wheel Squeal", J. Sound Vib. (1976) vol. 46, no. 3, p. 381-394
- 4 I.L. Ver, C.S. Ventres and M.M. Myles, "Wheel/Rail Noise, Part III: Impact noise generation by wheel and rail discontinuities", J. Sound Vib. (1976) vol. 46, no. 3, p. 395-417
- B. Hemsworth, "Recent developments in wheel/rail noise research",
 J. Sound Vib. (1979), vol 66, no. 3, p. 297-310
- 6 C.J.M. van Ruiten, "Meting van de geluidemissie van treinen te Papekop", Technisch Physische Dienst, rapport 907.793 (dec. 1979)
- 7 T. ten Wolde, "Reciprocity experiments on the transmission of sound in ships", proefschrift, TH-Delft (nov. 1973)
- J.C. Tukker, "Geluidhinder Schiphollijn", Technisch Physische
 Dienst, rapport 507.210, (maart 1975)
- 9 J.C. Tukker, "Geluidmetingen treinen", Technisch Physische Dienst, rapport 907.715 (mei 1979)
- 10 H.M. Fischer, "Noise generation by railroad coaches", J. Sound Vib. (1979), vol. 66, no. 3, p. 333-349

APPENDIX_A

BEREKENINGSFORMULES

A.1 Mechanische puntimpedantie van de rail

De puntimpedantie van een homogeen verend opgelegde oneindig lange staaf voor aanstoting met een puntkracht volgt uit de oplossing van de buiggolfvergelijking (zie ook [1] bl. 12).

$$|Z_{r}| = 2\sqrt{z} \cdot B^{1/4} K_{\ell}^{3/4} \omega^{-1} \qquad (\omega \leq \frac{1}{4} \omega_{0})$$
$$|Z_{r}| = 2\sqrt{z} \cdot B^{1/4} \rho_{\ell}^{3/4} \omega^{1/2} \qquad (\omega > 4\omega_{0})$$

waarin: B

- B = de buigstijfheid in de beschouwde richting (= B.I) ρ_{ϱ} = de massa per lengte-eenheid
- K_{p} = de stijfheid van de oplegging per lengte-eenheid
- ω_{o} = de resonantiefrequentie van de massa op de stijfheid

$$\omega_{o} = \sqrt{K_{l}/\rho_{l}}$$

Ten gevolge van het niet homogeen zijn van de oplegging treden eigentrillingen op met de frequenties:

$$f_n = \frac{\pi n^2}{2 a^2} \qquad \sqrt{B/\rho_{\ell}}$$

waarbij: a = de dwarsliggerafstand

n = het aantal halve golflengten tussen de dwarsliggers

A.2 Eigenfrequenties van de wielband

De formules gelden voor een dunne ring met cirkelvormige doorsnede. De radiale eigenfrequenties volgen uit (zie ook [1] b1.20 en 22):

$$\omega_{n} = \sqrt{\frac{\mathbf{E} \cdot \mathbf{I}_{rad}}{\rho \mathbf{A} \mathbf{R}^{4}} \cdot \frac{\mathbf{n}^{2} (\mathbf{n}^{2} - 1)^{2}}{\mathbf{n}^{2} + 1}}$$

en de axiale eigenfrequenties worden gegeven door (zie ook [1] bl. 22)

$$\omega_{n} = \sqrt{\frac{E \cdot I_{ax}}{\rho A R^{4}}} \cdot \frac{n^{2} (n^{2} - 1)^{2}}{n^{2} + 1 + \mu}$$

| waarin | E | = de elasticiteitsmodulus (= $2, 1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$) |
|--------|----------|---|
| - | I rad | = lineair oppervlakte-moment in de radiale richting |
| | ρ | = de massa van de ring per lengte-eenheid |

A = de oppervlakte van de doorsnede

R = de straal van de ring

n = het aantal gehele golflengten in de ring

$$\mu$$
 = Poisson-constante (= 0,31)

Bij de wielband is geen sprake van een dunne ring met cirkelvormige doorsnede. Dit betekent dat er naast de buiggolven ook afschuiving en torsie in het profiel van de wielband optreden. De verschuiving van de eigenfrequenties ten gevolge hiervan wordt beschreven door:

$$\omega_{c}^{2} = \omega_{n}^{2} \left(\frac{1}{(1+n^{2}\alpha)}\right)$$
$$\alpha = \frac{I}{A \cdot R^{2}} \cdot \frac{E}{GK}$$

waarbij: α = een profiel- en materiaalconstante

G = glijdingsmodulus (= $77 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$)

K = afschuivingscoëfficiënt (= 5/6 voor rechthoekig profiel)

numerieke waarden voor α

| 0,006 | - | 0,012 | radiaal | |
|-------|---|-------|---------|--|
| 0,02 | - | 0,023 | axiaal | |

APPENDIX_B

OVERDRACHTSVERZWAKKING

B.1 Inleiding

Teneinde een bronsterkte per draaistel te definiëren onafhankelijk van de akoestische eigenschappen van de omgeving is het noodzakelijk hierin de overdrachtsverzwakking te betrekken.

Onder de overdrachtsverzwakking in een gegeven situatie wordt het verschil verstaan tussen het geluiddrukniveau in het waarnemingspunt in die betreffende situatie en het geluidniveau bij dezelfde bron- en ontvangerposities in het volledig vrije veld. De overdrachtsverzwakking is gedefinieerd als:

 $D = L_{p_v} - L_{p}$

Hierin is:

L het gemeten geluiddrukniveau in het vrije veld L_p^{Pv} het gemeten geluiddrukniveau in het waarnemingspunt.

Wanneer in een praktijksituatie de overdrachtsverzwakking behorende bij een bepaalde overdrachtsweg bekend is en men telt deze op bij het gemeten geluiddrukniveau dan wordt een resultaat verkregen dat uitsluitend afhankelijk is van de bron en niet meer van plaats-afhankelijke overdrachtseffecten veroorzaakt door reflecties tegen een meer of minder harde bodem en de invloed van het profiel van de bodem op de reflecties.







| ontvang | punt | t. | ronplaat | sen | |
|-----------------------|--------------------------------|-----|------------|------------|------|
| afstand | hoogte | . 1 | 3 m | 25 m | 50 m |
| <u></u> o(<u>m</u>) | | A | В | C 、 | D |
| 2 · | 0,4 BS ⁺ | x | х | 、 、 | |
| · – | 1,15 BS ⁺ | x | x , | | |
| - | 2 BS ⁺ | x | x | 2 | |
| 7 | 1,3 BS ⁺ | x | x | x | |
| | $4 BS^+$ | x | x . | x | |
| - | 7 [•] BS ⁺ | x | x | , x | |
| 11 * | 1,3 BS ⁺ | x | x | x | |
| 25 | ~4 maai- veld | x | x | x | x |

| Tabel Bl: | De | gekozen | overdrachtswegen |
|-----------|----|---------|------------------|
|-----------|----|---------|------------------|

x gemeten overdrachtsverzwakkingen bij drie verschillende bronhoogten

t bronplaatsen op spoor 2

B.2 De keuze van de bronplaatsen

Bij een rijdende trein zullen de draaistellen doorgaans de belangrijkste geluidbronnen vormen. Een rijdende trein kan dan ook worden voorgesteld als een aantal op één lijn liggende ongecorreleerde geluidbronnen. In eerste instantie wordt aangenomen dat deze bronnen even sterk zijn en bolvormig afstralen. Voor het materieel 64 leidt dit tot het in figuur B1 geschetste model.

De overdrachtsverzwakking is sterk afhankelijk van de bronhoogte en de hoogte van het emissiemeetpunt. De ligging van het emissiemeetpunt in het horizontale vlak is exact bekend. Dit is niet het geval voor de hoogte van de bronnen. Als wiel en rail beide tot de geluidproduktie bijdragen dan zal het middelpunt van de bron zich ergens tussen de wielas en het oppervlak van de dichtstbijzijnde rail bevinden. Aangenomen is dat de bij een bepaalde overdrachtsweg behorende gemiddelde overdrachtsverzwakking het beste wordt benaderd door te middelen over de overdrachtsverzwakkingen behorende bij drie bronhoogten nl. 0,05, 0,25 en 0,5 m boven BS.

De bronplaatsen waarvoor de bijbehorende overdrachtsverzwakkingen zijn gemeten liggen boven de dichtstbijgelegen rail recht voor het emissiemeetpunt en op 3 m, 25 m en 50 m rechts van dit punt gelegen plaatsen (resp. de punten A, B, C en D in figuur B1).

In tabel B1 wordt aangegeven welke overdrachtsverzwakkingen zijn gemeten. De getallen in de tabel B2 geven het aantal bronnen aan dat met de betreffende overdrachtsverzwakking is verwerkt in de gemiddelde overdrachtsverzwakkingen voor materieel 64.

De berekening van de gemiddelde overdrachtsverzwakking wordt in hoofdstuk B.4 gegeven.

Tabel B2: Het aantal bronnen dat in aanmerking werd genomen bij de bepaling van de gemiddelde overdrachtsverzwakking voor materieel 64

| ontvangp | ount | | aantal bronnen | | | | | | | | | |
|----------|----------------------|---|----------------|------|------|--|--|--|--|--|--|--|
| afstand | hoogte | | 3 m | 25 m | 50 m | | | | | | | |
| r (m) | h(m) | A | B | C | D | | | | | | | |
| , 2 | 0,4 BS ⁺ | 1 | 1 | | | | | | | | | |
| 7 | 1,3 BS ⁺ | | 2 | 4 | | | | | | | | |
| 11* | 1,3. BS ⁺ | | 2 | 4 | | | | | | | | |
| 25 | 4 boven | | 2 | 4 | 2 | | | | | | | |
| | maai- | | | | | | | | | | | |
| | veld | | | | | | | | | | | |

* bronplaatsen op spoor 2

· ·

B.3 Meetmethode

De metingen van de overdrachtsverzwakkingen zijn reciprook uitgevoerd, d.w.z. op de plaats waar tijdens de emissiemetingen de geluiddruk is gemeten werd een luidspreker opgesteld terwijl de microfoons boven de dichtstbijzijnde rail waren geplaatst. Deze reciproke meetmethode is gekozen om overdrachtsverzwakkingen behorende bij wegen met een kleine bronhoogte te kunnen meten; de afmetingen van de luidspreker zijn daarvoor bij "directe" metingen te groot. De geluiddruk die de luidspreker in het vrije veld veroorzaakt was vooraf in een echovrije ruimte bepaald. De luidspreker is gevoed met roze ruis, de stroom door de luidspreker is tijdens alle metingen constant gehouden. Bij de ijking van de luidspreker in de echovrije ruimte en tijdens de metingen langs de spoorbaan is rekening gehouden met de richtingskarakteristiek van de luidspreker.

De geluiddruk is gemeten met condensatormicrofoons fabrikaat Brüel & Kjaer type 4165 met bijbehorende voorversterkers fabrikaat General Radio type 1560-P42.

De luidsprekerstroom en de door de microfoons aangegeven signalen zijn vastgelegd op magneetband met behulp van tweesporige magnefoon fabrikaat Kudelski type Nagra IV SJ. Per meetpositie is een opname van één minuut gemaakt waarbij steeds op het achtergrondniveau is gelet.

Voor het begin van de metingen zijn ijksignalen op de band vastgelegd. De op de band opgenomen signalen zijn later in het laboratorium geanalyseerd in 1/3-octaafbanden. Hierbij is gebruik gemaakt van een "digital frequency analyzer" fabrikaat Brüel & Kjaer type 2131, die gekoppeld was aan een computer fabrikaat Hewlett & Packard, type 9824 A.

| Tabel B3: | Verklaring | van | de | code | van | de | metingnummers | bij | de |
|-----------|-------------|-------|------|-------|-----|----|---------------|-----|----|
| | overdrachts | sverz | zwa} | cking | | | | | |



B.4 Meetresultaten

De resultaten van de afzonderlijke overdrachtsmetingen zijn gedeeltelijk gegeven in de tabellen B4 en B5. De verklaring van de metingnummers wordt in tabel B3 gegeven. Deze getallen kunnen gebruikt worden voor de berekening van het geluidvermogen per draaistel uit het maximum geluiddrukniveau dat optreedt als de trein midden voor de microfoon is volgens formule:

$$L_{W} = L_{p} - 10 \, \lg \sum_{i}^{2} 10^{-(D_{i} + 10 \, \lg 4\pi r_{i}^{2})/10}$$

waarin L_{W} = het geluidvermogen per draaistel in dB t.o.v. 10^{-12} W

- L = het maximum geluiddrukniveau tijdens de passage
- D_{i}^{T} = de overdrachtsverzwakking van draaistel i naar meetpunt A in dB

 r_s = de afstand tot het draaistel i

In de figuren B2 en B3 zijn de gemiddelde overdrachtsverzwakkingen gegeven waarbij van het bronmodel van figuur B1 is uitgegaan. De bij deze situatie behorende gemiddelde overdrachtsverzwakking wordt gevonden door de overdrachtsversterkingen $(-D_i)$ behorende bij de afzonderlijke overdrachtswegen energetisch te middelen daarbij rekening houdend met de verschillen in geometrische verzwakking.

$$D_{gem} = -10 \ lg \left\{ \frac{\sum_{i=0}^{i=0} (D_{i} + 20) \ lg \ r_{i} / r_{o} / 10}{\sum_{i=0}^{i=0} (P_{i} - 20) r_{i}^{2} r_{o} / r_{i}^{2}} \right\}$$

hierin is D_{gem} de gemiddelde overdrachtsverzwakking

r_i de afstand van weg r_i Met behulp van deze gemiddelde overdrachtsverzwakking wordt het geluidvermogen per draaistel gevonden met de formule:

$$L_{W} = L_{p} + 10 \lg \sum_{i} \frac{1}{4\pi r_{i}^{2}} + D_{gem}$$

De in figuur B3 gegeven D_{gem} heeft slechts betrekking op de situatie bij Papekop en geldt alleen voor treinen waarbij de plaats van de draaistellen overeenkomt met die van een vierwagenstel van materieel 64.

| AFSTAN | 1) 711 | rition T | 1-1-3-1 | | | | | | · •• | • • • | ·· · | - | | • • | | | | | | | | •••• | ••• | - · | ·· | - | • • - • | | - | |
|-------------------|------------|------------------|----------------------|----------------|-------------------|----------------------------|--------------------|------------------|-------------------|---------------------------|--------------|--------|--------------|------------|------------|-------------------|-----------------|----------------|--------------|--------|--------------|-----------------|--|---|----------------------|--------|----------|------------|----------------|-------------------|
| · _·- | | band | 14 38 | - 15 - 39 | 16 40 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 5 24 | 25 | 5 26 | 5 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | 32 | 33 | 34 | | 36 | 5 37 | 7 | | | |
| 5201 [.] | ۲ · | 14-37 38-40 | 4 = ۲۰ دوس | -15 -2 | -1n +2 | -16- | -13- | | 6 | - 6 | -4 | - 47 | 1 | 5 | -1- | • • > · | · =d- | • J · | -2. | -6 | - • 5 | -4 | -2 | - 4 - | ·-3 · | 3 | | ··· • • | • | |
| 2502 | 1 | 14-57 5824 | -14 | -15 -5 | =1 ii = 5 | -17 | -14 | -9 | | -1. | -4 | 5 | -2 | -2 | 3 | - 5 | -4 | - 3 | - 5 | - 3 | - 11 | -2 | -2 | -4 | | -3 | •••••••• | | | |
| 2503- | 1 - | 14-47 38-40 | 12 -3 | -12 | -15 | -16 | -14.5 | | =n ' | | · -4 · | 1\ | -3 | ···=4 | 0 | د د . | 4 3 | -5 | · 2 · | -? | ° | * ; +4 | 2 | | - <mark>-2</mark> | · -5 | | , | | |
| 2511 | I | 14+37 38-49 | -13 0 | -14 0 | -14 1 | -15 | -12 | -1 | -4. | . | -3 | • | .1 | . s | 6 | -1 | -1 | -4 | 1 | *3 | 1 | -3 | 0 | -3 | -1 | -2 | | | : | (] |
| 2512 | ſ | 14-57 38-40 | -14 -1 | -15 -1 - | -15 0 | -16 | -13 | • / | . . 4. | | · 3 | - 1 | - 1 | · -1 | š | L | -4 | - 2 | - 1 | - 1 | -3 | -7 | · · · · · · · · | • - 2 | | | 、 | | • bai | and 1 |
| 5913 | ĭ | 14-57 38-10 | -12 -3 | -12 -1 | -15 -2 | - 15 · · · · | +13 | 7 | •••*i | , ≠ / • • • • | -3 | - 1 | -1 | -2 | _ 1 | -1 | د! م | -5 | - 2 | -1 | -2 | -3 | · , · | -2 | - 1 | 0 | | | nd 30 | 4 |
| 2521 | T . | 14-37 38-00 | ' '=c't 6 | +19 8 | -13 10 | -19 [.] | -15 | • = 19 +* | • - 3 • | · -2 " | 5 | ···-4 | 3 | - 1 - | · 2 | ··· > . | -2 | 1 | , | -2 | - 1° | -1 ⁻ | · • • | · · · · · | · · · · · | 2 | - •• •• | , | ب الا سه | 25 ¹ H |
| 22215 | τ | 14-37 38-49 | і - 2й Б | -19 51 | в t- b' | -19 | -16 | -10 | -4 | - 1 | 4 | | 5 | 1 | 0 · | . n | · ·). | 5 | 2 | -1_ | 0 | .0 | . 1 | -2 | 2 | 2 | | | 1 000 | ية 2 |
| 2523 | T | 14-37. \$1-40 | -18 2 | -16 7 | -17 JJ | -17: / | •16 | -10 | ·=5- | · 1 | · · 5 · | · | 3 | · 2 | 1 | т ө | 0 [·] | 1 | ··· 3 · | · ? | 1 | - 1 | | -2 | ` - 1''' | ··-1 · | - | ·· ·· | Нz, | and 1 |
| . . | | · | | | | ··· | · - ··· | | | | ··· ··· | • | · • -·· | | | | | - | | | | | · ·· | | | | · | · | • | J I |
| AFSTAN | 174 | Ноесті | + 1.3 (| бароо | r 2) |) | , | •••• | | | · · ··- | | | | | • • | | • | | | | | - | . . . <u>-</u> | | | | ·· • ••••, | bai | , J |
| | _ | band | 14 18 | 15 39 | 16 40 | 17 | 18 | . 19 | 20 | 21 | 22 | 2 - 23 | 5 <u>2</u> 4 | - 25 | 5 20 | 5 ,47 | 28 <u></u> | 29 | 30 | 31 | , <u>3</u> 2 | 33 | 34 | ·35 | 5_36 | 37 | 7 | | nd 40 | 1,5 H |
| 4501 | 1 | 14-37 | -lo 2 | -16 - | -10 | -17 | | • • • • , | | ۰۰۰ دے۔ ۰۰۰ بیت | 1 | · () · | , Q | 7 | 4 | -1 | - 4 - | -2 | - 3 | -5 | - 3 · | · 0 · | ~ 0 | -3. | - 0 | · 0 | · • | · • • • | | |
| 4502 | τ. | 14-37 36-40 | -16 | -16 - | -17 1 | -17 | - 14 - | -10 | • h | - 5 | د | 0 - | -1 | -1 | 3 | 0 | -1 | - | •? | - 4 | -4 | -3 | 0 | | =1 | ••• | / | | 8 | •• ba |
| 4583 | , | 14-57 38-40 | | -13 - | -1 | -10 | -14 | +- | -/ | · - · · · | · 1· · | - 1 | 1 | | - | - <u>s</u> | · •• 1] | | 4 | . 0 | -= 4· · | -4 | •••••••••••••••••••••••••••••••••••••• | · • • • · · · · · · · · · · · · · · · · | 1 | 1 | | |) Hz) | ind 2 |
| 4511 | ı T | 14-37 3n-46 | -] 4 - 3 | -14 - | -15 ** | -16 - | - 12 - | - 6 | •• \$ • | -2 | 2 |] | . ,. | | , | 0 | -4 | - 1 | -2 | -5 | | 0 | <u>.</u> | | 1 | | | • | | 0 |
| م <u>ا</u> رد ن | ı , | 14-57 34-760 | -15 | -15 - | - 1 6 Ú | -17 | - 1 2 | - 0. | -4. | | | | | () · | | s | | e | 0 ··· | -7 | = 4 | | -1 | -1 | 0 - | -2 | | • •• • | | 100 H |
| 4513 | , | 14-51 53-46 - | -13 2 | -12 - h | -14 -2 | - 1.2 | - 1 5 | | | | •••• | | 1 | -1 | 2. | P. | - 5 | | S | -1 | -1 | -4 | - e | - <u>-</u> | -2 | | | 1 | | Ιz, |
| 4521 | 1 | 14-37 38-40 | - 4 в | - 23 - 7 | -19 -9 | -18 | -15 | | | ·· 5 | .0 | 4 | -4- | | 6 | ۍ ع | l | 1 · | ۳ ۳ | -2 | -2° | | | · · · | | · 2 | • •• | | - | |
| 4522 | T | 14-31 38-47 | - 2 S - 45 | -23 - 5 | -19 - 7 | -19 | -15 - | -10 | - 3 | 4 | | 4 | ц | 2. | 4 | ÷. | ì | 4. | 3 | ů | 0 | -5 > | 0 | -1 | 2 | 3 | •••••• | | | |
| 4523 | Ĩ | 14-37 | قر مے - ا- | -19 - 7 | -17 · | -lo · | -15 - | -10 | | 4' | | 4 - | י יי | •1 | 5 | s | ··· () - | ? | · 3 · - | - 1 " | 3 · | · · 2 ··· | | -2. | -1 | - 1 | | | | |
| .79 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

-

20,79

blad 104
| | | | 38 | 3 39 | 40- | - 17 | 8 19 | 20 | 21 | 55 | 25 2 | 24 2 | 26 | 21 | 28 2 | 9 30 | > 51 | 22 | 22 3 | 54 5 | 5 36 | _ 37_ | | · | | | |
|---|----------------------|-------------------------|--|----------------------------------|---------------|---------------------------------------|------------------------------|--------------------|----------------------|-----------------|----------------|---|----------------|---|----------|-----------------|------------------|--------------|---------------|------------|-----------|-------------|----------|---|---------|------------|---------|
| | 5291 T | 14-37 38-40 | 21 | i -19 e' - 3 | -18 | -1-71 | 5 ··•H | 5 | | · 2 · · | 1 9 | 9 7 0 | | | -2 | در ــ بے | · • 1 | <u>i</u> | -5 ! | ? 1 | | 1 | | | 1 | | |
| | 5202 T | 14-51 38-40 | -21 | -19 -19 | -18 -18 | -18 -1 | 5 -9 | <u>.</u> -ь | ~ 5 | i | 6 | s – s – l | | - 3 - 3 | ů | ۔ ۔ ۲ - ۲ | - 3 - 3 | دم ــ | 1 | 1 5 | 0 | 1 | | | • | Ta | |
| | - 3203- T- | - 14-37 32-40 | 18 | 3 -16 1 1 | -1/ 1 | -161 | 5—- → 8- | 6 | · - 5···- | - 1 | ь ··· | \$ 1 | 1 | 4 | •5 | , 5 | 1 | | - 5 ·: | 1 | | - 1 | | | | bel I | |
| | 3211 T | 14+31 30-49 | -21 | 1 -20 5 4 | -19 | -18 ~1 | 5 | -4 | -7 | 1 | 7 | 4 D | 1 | -? - | -2 - | 1 -2 | -1 | | -> ; | - 1 | 0 | 1 | | | A | 1 <u>2</u> | |
| | | 14-37 38-40 | •••••••••••••••••••••••••••••••••••••• | 4 | -14 | -10 -1 | 5 _ 4) - | · | | - 1 | 6 | م ــ | - () - · | · | 1 | 1 7 | ··· <u>-</u> 3·· | | 1 | 1 G | 0 | ····•j·· • | | | - 699 - | e rea | |
| | 3213 T | 14-37 - 38-40 | -19 | + -18 5 3 | -18 | -17 -1 | 5 -A | -5 | - 5 | 1 | 6 | 5 - 2 | - 1 | - 4 - | | 1 P | -1 | > | | 1 0 | 1 | 2 | ·.· -· | | alle: | ulta | |
| | - 3221 - I | 1 4 - 37 3 (- 4.) | | 1 -24- 5 7 | -21 | | 54 | | | - 2 | a . | 9 () | | • 0 • | •] • | 1 - · - 2* | -2- | 1) | | 0 4 | 2 | 2 | | | n gev | ten v | - ·) - |
| | 1 5525 | 14-31 38-49 | - c 7 | -24 | -21 - 7 - | -21 -1 | 5 -10 | | -1 | 1 | / | ь ́0 | | -3 - | 4 | 3 f) | - 5 | -2 | -1 | 3 -1 | 1 | 4 | • | | d | ran d | |
| | 5225 1 | 14-37 25-40 | م هم الد اد اد | γ – 1.4 γ – 1.4 | -14·· | -19 -1 | 5, · • ∞ 9 ••••• • | · وا س | ··· <u>ڊ</u> ي. · | l | 6 - 7 | / " v | •1 | ~ 5 · - | •5 | 1 - 0 - | ·· 0 · | • • • • • | -1 | 1 | ···· 1· - | · 2 ··· | | | e ove | e ove | |
| | 3231 1 | 14-37 - 3r=40 | <i>=⊭d</i> 1 e | 1 - 20 5 - 17 | - 2.5 - 21 | -20 -1 | 5 - 4 | . • • • | · · · - | 5 • • | њ . | 2 I | 4 4 | | | + 1 | -1 | | 4 . | 5 4 | <u>.</u> | • • • | | | erdra | erdra | |
| | 3535 1 | 14-37 38-40 | 14 | 1-28 | -25 - | -211 | 5° - 10 | • • 4 * | | 5 | 5 °•5 | 5 0 | 5. | n na sina. Ngangangangangangangangangangangangangang | 4 | · · · 5 | | • 1 • | 1 | 5 · · · 4 | ····· 7· | - 8 - | | | chts | chtsi | |
| | 2233 T | 10-37 34-40 | -25 | -23 | -21 · 19 | •20 •1 | 5 =10 | -4 | 2. | 5 | fs /j | 5 0 | 1 | 1 | \$. | , 5, | | 5 | 4 5 | | | 7 | | | Verzw | netin | |
| | · AFSTAND- 2 | 1 1 | TE 0.45 | | | 40 4 | а 8 10 | | <u>.</u> 21 | | | | 5 26 | 27 | 28 2 | ୁ ଜୁନ୍ମ | 3 31 | 23 | 33 | 34. 3 | 5 26 | | | | rakki. | ıgen. | |
| | | 1, 17 | - 28 | 3 39 | 40 | | ·· | | | с. | - (-3 | - T (., | | · · · · | <i>.</i> | | | | · · | | ····· | | | | I Su | | |
| | | 14-37 38-30 14-37 | ب ب ب | · | 3 | · · · · · · · · · · · · · · · · · · · | | | | | ····· ····· | | , , | ۲ | | · · · · | · • • • | | | | | | | | ۲ ۲ | 4 | |
| | 1/05 1 | 52-49 137 | ς | : = -; > = -; ; ; ·= i · | -1 · | | 9 7- | | | -3 - | · | 4 · -> | - | | - 5 | د در د | | · • • • | | | | ··· - | | | "סי | | |
| | 1711 T | 314 | ار | · -š s | -2 -10 | | | | -5 | . <u>-</u> 4 | 0 (| · · · | - | 0 | 3 - | - - - | 1 | - » | -1 | | | 2 | | | | | |
| | 1712 [°] T- | 38+48 - 14-47 | | | -10 | -101- | 07- | مرب الم مربع من | 2 | | | ,,,,,, ,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,, | ···· 0· | | - 3 | 12 | | -2 | - 3 | | · • 1 ··· | 1 | | | | | |
| r | 1/13 T | 36-20 14-37 | . (|) 0 -1 | S +- | -8 -1 | n8 | | - 5 | '- ~ L | 0 - | . 2 | 0 | -3- | -5 - | 5 -2 | Û | 1 | -2' - | 5 -4 | - 4 | ۲ | <u>.</u> | | | | |





blad 107



Figuur Cl: De afmetingen bij een rij puntbronnen

<u>Tabel Cl</u>: Het verband tussen L'_{max} en L en tussen L en L in het vrije veld voor een rij monopolen resp. dipolen

| | monopolen | | dipolen | | | | | | | |
|--|-----------------------------------|-----------------------------|--|--------------------------------|---|--|--|--|--|--|
| afstands- gebied | L _{max} - L _W | L - L eq max | afstands- gebied | L - L max W | L - L eq max | | | | | |
| $a < \frac{b}{\pi}$ | 10 lg $\frac{1}{4\pi a^2}$ | 10 lg $\frac{\pi an}{v}$ | $a < \frac{2b_1}{\pi}$ | $10 \ \lg \frac{1}{4\pi a^2}$ | 10 1 $\mathbf{g} \frac{\pi \mathbf{an}}{2\mathbf{v}}$ | | | | | |
| $\frac{\mathbf{b}_1}{\pi} < \mathbf{a} < \frac{\mathbf{b}_2}{\pi}$ | 10 lg $\frac{2}{4\pi a^2}$ | 10 lg $\frac{\pi_{an}}{2v}$ | $\frac{2b_1}{\pi} < a < \frac{2b_2}{\pi}$ | 10 lg $\frac{2}{4\pi a^2}$ | 10 lg $\frac{\pi an}{4v}$ | | | | | |
| $\frac{b_2}{\pi} < a < \frac{\ell}{\pi}$ | 10 lg $\frac{n}{4a^2}$ | $10 \ lg \ \frac{\ell}{v}$ | $\frac{2b_2}{\pi} < a < \frac{2\ell}{\pi}$ | 10 1g <u>n</u> 8al | $10 \ \log \frac{l}{v}$. | | | | | |
| $a > \frac{k}{\pi}$ | $10 \ \lg \frac{n}{4\pi a^2}$ | 10 lg $\frac{\pi a}{v}$ | $a > \frac{2\&}{\pi}$ | $10 \ 1g \ \frac{n}{4\pi a^2}$ | 10 1g $\frac{\pi a}{2v}$ | | | | | |

- de gegeven verbanden zijn benaderingen

- het L heeft betrekking op 1 trein per uur als v in m/h gegeven wordt

APPENDIX C

BEREKENING VAN HET EQUIVALENTE GELUIDDRUKNIVEAU

Bij de berekening van het equivalente geluiddrukniveau van railverkeerslawaai wordt uitgegaan van een rij puntbronnen op de plaats van de draaistellen boven de dichtstbijgelegen rail met een bolvormige geluidafstraling (zie figuur C1).

Hiervoor gelden de volgende berekeningen:

| $p_{A}^{2} = \begin{cases} \sum_{i} \frac{W_{i} \rho}{4\pi r_{i}^{2}} \end{cases}$ | $\frac{c}{-1}$ $\frac{-D}{10}$ eq ¹⁰ | |
|--|---|----|
| $L_{eq} = 10 \ lg \frac{l}{T}$ | $\int_{t_1}^{t_2} \frac{p_A^2(t)}{p_o^2}$ | dt |

waarin p_A = geluiddruk in waarnemingspunt A
p_o = referente geluiddruk (20 µPa)
W_i = geluidvermogen van puntbron i
D_{eq} = overdrachtsverzwakking voor het L_{eq}
T = tijdsduur waarover het L_{eq} bepaald wordt.

Voor het L_{eq} kan geschreven worden:

$$L_{eq} = 10 \ \lg \frac{\rho c \cdot \phi}{4\pi a \cdot T} \cdot \sum \frac{W_i}{v_i} - D_{eq} \ met \ \phi = 2 \ \operatorname{arctg} \left(\frac{Tv_i}{2a} \right)$$

v = de snelheid van trein i ϕ = de zichthoek waarover de bron zich verplaatst tijdens meettijd T

Als we uitgaan van N treinen per uur waarbij elke trein n draaistellen heeft met een gemiddeld geluidvermogen per draaistel W bij een gemiddelde rijsnelheid v dan blijkt:

$$L_{eq} = L_{W} + 10 \ 1g \ \frac{\phi n N}{4\pi a v} - D_{eq}$$
 (1)



Figuur C2: Het tijdverloop van het geluidniveau tijdens het passeren van acht-tweewagenstellen van materieel 54 gemeten te Papekop Als uitgegaan wordt van puntbronnen met een richtingsdiagram van een dipool i.p.v. een monopool dan geldt:

$$p_{A}^{2} = \left\{ \sum_{i} \frac{\rho c \cdot W_{i} \cos^{2} \alpha_{i}}{4\pi r_{i}^{2}} \right\} \frac{10^{-D'} eq^{10}}{10}$$

waarbij: α_{i}^{α} = de hoek waaronder de dipool wordt waargenomen D' = de overdrachtsverzwakking van het L van een rij dipolen.

Uit de L -berekening volgt dat ϕ in vergelijking (1) vervangen moet worden door:

$$\phi \rightarrow \frac{2a \text{ Tv}}{4a^2 + (\text{Tv})^2} + \arctan \frac{\text{Tv}}{2a}$$

Voor het langdurig L gelden dan de volgende betrekkingen:

$$L_{eq} = L_{W} + 10 \ \lg \frac{nN}{4av} - D_{eq} \quad (monopolen)$$
$$L_{eq} = L_{W} + 10 \ \lg \frac{nN}{8av} - D'_{eq} \quad (dipolen)$$

Als D en D' niet te veel van elkaar verschillen dan bedraagt het verschil in L tussen een rij dipolen en een rij monopolen 3 dB.

Het verband tussen het geluidvermogen L_W en het maximum geluiddrukniveau L tijdens de passage is afhankelijk van de afstand tot de baan.

In figuur C2 is het tijdverloop van het geluidniveau gegeven in dB(A) van een treinpassage op verschillende afstanden weergegeven. Hierbij is een aantal afstandsgebieden te ondercheiden:

- op kleine afstand van het spoor zijn de draaistellen afzonderlijk waar te nemen in het geluiddrukniveau
- op middelgrote`afstand zijn de draaistellen niet duidelijk te onderscheiden en nemen wij de trein als lijnbron waar

- op grote afstand is de trein als puntbron te beschouwen.

In tabel C1 is het verband tussen L en L en tussen L en L voor een rij monopolen en voor een rij dipolen weergegeven. Dit geldt voor het maximum geluiddrukniveau in het vrijel veld en kan niet zonder meer in gemeten situaties worden toegepast.

- 1. RL-HR-04-01
- 2. Studie van het rolgeluid van NS-reizigersmaterieel
- 3. ir. C.J.N. van Ruiten
- 4. Technisch Physische Dienst TNO-TH
- 5. Ministerie van Verkeer en Waterstaat
- 6. Onderzoek naar de emissie door railvoertuigen
- 8. Mei 1982
- 16. 111 blz. + bijlagen

1. RL-HR-04-01

- 2. Studie van het rolgeluid van NS-reizigersmaterieel
- 4. Technisch Physische Dienst TNO-TH
- 5: Ministerie van Verkeer en Waterstaat
- 6: Onderzoek naar de emissie door railvoertuigen
- 8. Mei 1982
- 16. 111 blz. + bijlagen

1. RL-HR-04-01

- 2. Studie van het rolgeluid van NS-reizigersmaterieel
- 3. ir. C.J.N. van Ruiten
- 4. Technisch Physische Dienst TNO-TH
- 5. Ministerie van Verkeer en Waterstaat
- 6. Onderzoek naar de emissie door railvoertuigen
- 8. Mei 1982 -
- 16. 111 blz. + bijlagen

1. RL-HR-04-01

2. Studie van het rolgeluid van NS-reizigersmaterieel

3. ir. C.J.N. van Ruiten

- 4. Technisch Physische Dienst TNO-TH
- 5. Ministerie van Verkeer en Waterstaat
- 6. Onderzoek naar de emissie door railvoertuigen
- 8. Mei 1982
- 16. 111 blz. + bijlagen

- t.b.v. documentatie-systemen

t.b.v. documentatie-systemen

t.b.v. documentatie-systemen

t.b.v. documentatie-systemen

3. ir. C.J.N. van Ruiten

13. Het rolgeluid, het belangrijkste type geluid bij electrisch aangedreven reizigersmaterieel, is uitgebreid onderzocht, voornamelijk voor het NS-materieel 64 rijdend op spoor in ballast.

Er is uitgegaan van rolgeluid dat wordt opgewekt door aanstoting van de wielen en de rails door krachten in het contactvlak t.g.v. kleine oneffenheden op de beide loopvlakken.

Via aanstoting met een kunstbron zijn de mechanische responsies en de geluidafstraling van wiel en rail afzonderlijk bepaald. De aanstootkrachten in horizontale en verticale richting zijn bepaald uit versnellingsmetingen op de rail tijdens het passeren van de draaistellen. Het tijdens de passage afgestraalde geluid is vergeleken met het geluid van wiel en rail afzonderlijk zoals op de hierboven genoemde manier werd bepaald.

Het onderzoek levert veel inzicht in de factoren die een rol spelen bij de geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlakken, constructie van rail, railoplegging, wielconstructie, rijsnelheid enz.). Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wijze waarop de bron kan worden beschreven in een rekenschema voor treingeluid.

13. Het rolgeluid, het belangrijkste type geluid bij electrisch aangedreven reizigersmaterieel, is uitgebreid onderzocht, voornamelijk voor het NS-materieel 64 rijdend op spoor in ballast.

Er is uitgegaan van rolgeluid dat wordt opgewekt door aanstoting van de wielen en de rails door krachten in het contactvlak t.g.v. kleine oneffenheden op de beide loopvlakken.

Via aanstoting met een kunstbron zijn de mechanische responsies en de geluidafstraling van wiel en rail afzonderlijk bepaald. De aanstootkrachten in horizontale en verticale richting zijn bepaald uit versnellingsmetingen op de rail tijdens het passeren van de draaistellen. Het tijdens de passage afgestraalde geluid is vergeleken met het geluid van wiel en rail afzonderlijk zoals op de hierboven genoemde manier werd bepaald.

Het onderzoek levert veel inzicht in de factoren die een rol spelen bij de geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlakken, constructie van rail, railoplegging, wielconstructie, rijsnelheid enz.). Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wijze waarop de bron kan worden beschreven in een rekenschema voor treingeluid.

13. Het rolgeluid, het belangrijkste type geluid bij electrisch aangedreven reizigersmaterieel, is uitgebreid onderzocht, voornamelijk voor het NS-materieel 64 rijdend op spoor in ballast.
5. is voor aan voor beluid de voor het NS-materieel for a soot and a soot

Er is uitgegaan van rolgeluid dat wordt opgewekt door aanstoting van de wielen en de rails door krachten in het contactvlak t.g.v. kleine oneffenheden op de beide loopvlakken.

Via aanstoting met een kunstbron zijn de mechanische responsies en de geluidafstraling van wiel en rail afzonderlijk bepaald. De aanstootkrachten in horizontale en verticale richting zijn bepaald uit versnellingsmetingen op de rail tijdens het passeren van de draaistellen. Het tijdens de passage afgestraalde geluid is vergeleken met het geluid van wiel en rail afzonderlijk zoals op de hierboven genoemde manier werd bepaald.

Het onderzoek levert veel inzicht in de factoren die een rol spelen bij de geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlakken, constructie van rail, railoplegging, wielconstructie, rijsnelheid enz.). Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wijze waarop de bron kan worden beschreven in een rekenschema voor treingeluid.

13 Het rolgeluid, het belangrijkste type geluid bij electrisch aangedreven reizigersmaterieel, is uitgebreid onderzocht, voornamelijk voor het NS-materieel 64 rijdend op spoor in ballast.

Er is uitgegaan van rolgeluid dat wordt opgewekt door aanstoting van de wielen en de rails door krachten in het contactvlak t.g.v. kleine oneffenheden op de beide loopvlakken.

Via aanstoting met een kunstbron zijn de mechanische responsies en de geluidafstraling van wiel en rail afzonderlijk bepaald. De aanstootkrachten in horizontale en verticale richting zijn bepaald uit versnellingsmetingen op de rail tijdens het passeren van de draaistellen. Het tijdens de passage afgestraalde geluid is vergeleken met het geluid van wiel en rail afzonderlijk zoals op de hierboven genoemde manier werd bepaald.

Het onderzoek levert veel inzicht in de factoren die een rol spelen bij de geluidemissie van treinen (ruwheid van loopvlakken, constructie van rail, railoplegging, wielconstructie, rijsnelheid enz.). Daarnaast geeft het onderzoek inzicht in de wijze waarop de bron kan worden beschreven in een rekenschema voor treingeluid.