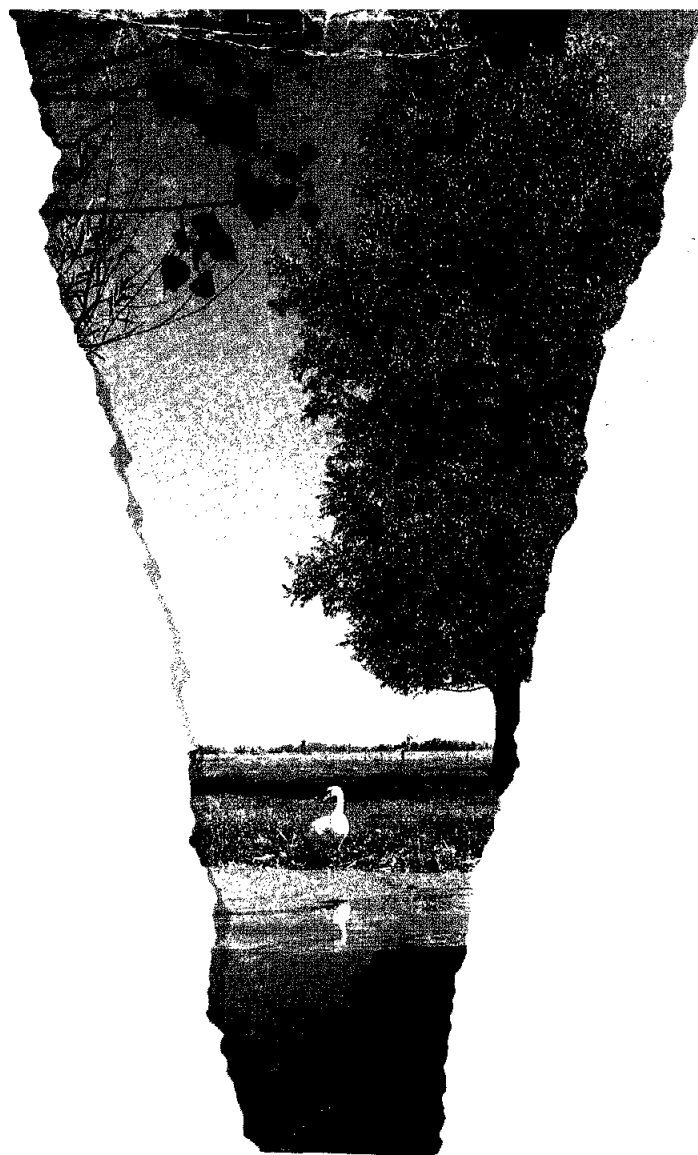




Ministerie van Volkshuisvesting,
Ruimtelijke Ordening en Milieubeheer

Directoraat-Generaal Milieubeheer

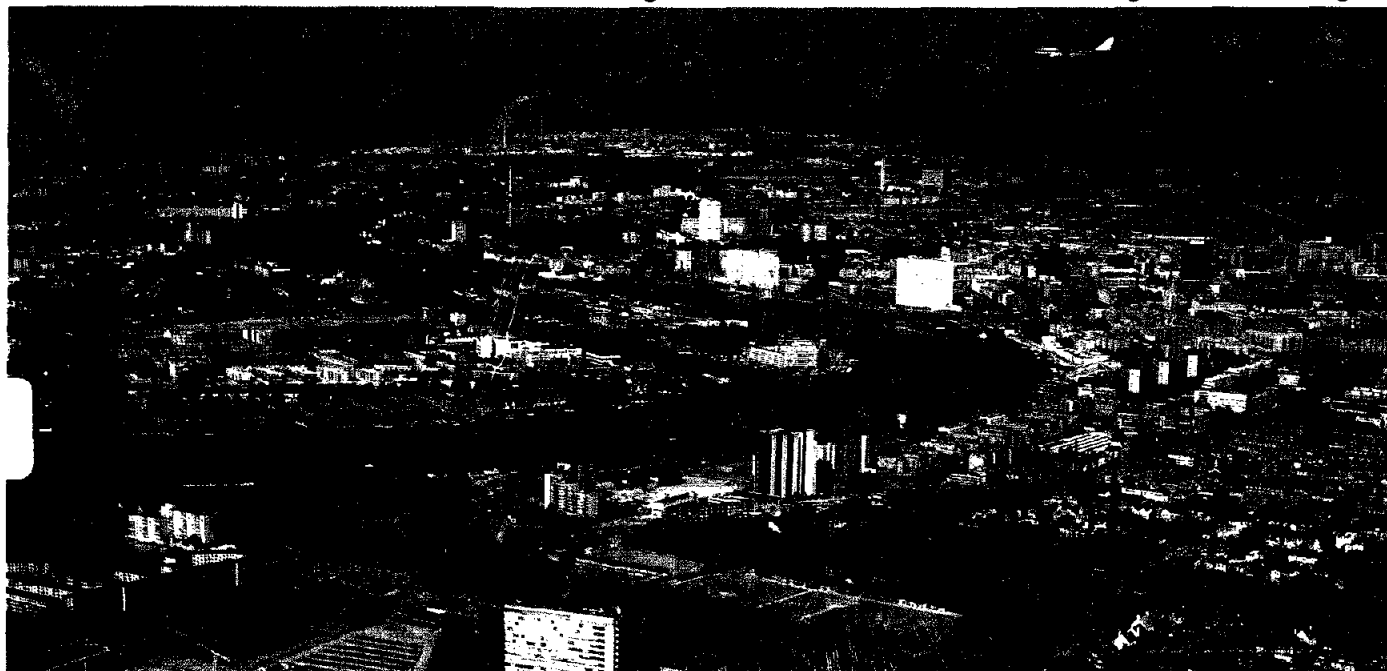
Samenvatting van de studie tramlawaai



Bundeling van de eindrapporten

DGO 92 01

P u b l i k a t i e r e e k s g e l u i d e n o m g e v i n g



Samenvatting van de studie tramlawaai

Bundeling van de eindrapporten

Ministerie VROM
CS/Dienst Documentaire Informatie
Bibliotheek VROM/NIROV / IPC 722
Postbus 20951, 2500 EZ Den Haag
Dienst: *Depr*
Signatuur: *99B110A-6/001*

Ministerie VROM
Dienst Documentaire Informatie
BIBLIOTHEEK VROM/NIROV
Oranje Buitensingel 90
2511 VE 's-Gravenhage
Signatuur : *99B 110 - 1992 (1) / 001*
Bestelnr. :
Invoernr. : *92-152352*
Dienst :

Documentbeschrijving

1 Rapport nr. DGO 92 01	6 Opdrachtnummer 92361/b	
2 Titel rapport Samenvattende studie tramlawaai	7 Distributienummer 3016/063	
	8 Datum publicatie oktober '92	
3 Schrijver(s)/redacteur(s) Dr. ir. T. ten Wolde, Ir. S. Riemens, Ing. J.J.A. v. Leeuwen	9 Rapport type en periode DGO 92 01	
4 Uitvoerend instituut TPD - TNO - TU Delft Van Dorsser bv, 's-Gravenhage		
5 Opdrachtgever(s) GVBA - HTM - RET - V&W - VROM	10 Titel onderzoekproject	
11 Samenvatting <p>Onderhavig rapport bevat een vijftal eindrapporten betreffende een studie van het naar buiten gestraalde geluid en trillingen van trams. Bij deze studie is een inventarisatie uitgevoerd van de metingen en de aanwezige praktische kennis van geluid en trillingen veroorzaakt door trams.</p> <p>De studie is gesplitst in vijf delen waarbij per te onderscheiden onderwerpen een inventarisatie is gemaakt. De onderwerpen zijn gekozen op grond van het opwekkingsmechanisme en andere duidelijk te onderscheiden kenmerken. Deze onderwerpen betreffen:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Rolgeluid • Booggeluid • Stootgeluid • Voelbare trillingen en laagfrequent geluid • Geluid van bruggen en viaducten 		
12 Begeleidingscommissie Ing. E.K. Ebbenhout, RET Dr. H.B. Afman, Omegam Drs. R.C.J. Smit, V&W Ir. A.J. Huybregts, Omegam Ir. J.E. Windt, GVBA Ir. H. de Haan, V&W H.H. Boender, HTM Ing. G.W. Reef, HTM Ir. W.H. Pabon, VROM Ir. B.B. Kylstra, RET	13 Bijbehorende rapporten	
	14 Aantal blz. 212	15 Prijs* f 35,-
Rapporten uit deze reeks zijn schriftelijk te bestellen bij: Distributiecentrum VROM, postbus 351, 2700 AJ Zoetermeer.		

* prijswijziging voorbehouden

Inhoud**Rapportdeel**

Inleiding		0
Rolgeluid	Van Dorsser rapport 897447.EC 21 november 1991	A
Booggeluid	TPD rapport TPD-HAG-RPT-91-0124 21 december 1991	B
Stootgeluid	Van Dorsser rapport 897447.EI 3 juni 1992	C
Trillingen	Van Dorsser rapport 897447.EO 10 juli 1992	D
Bruggen en viaducten	TPD rapport TPD-HAG-RPT-91-0101 11 september 1991	E
Overzicht van de gebruikte rapporten en werkdocumenten		F

0 Inleiding

Het onderhavige rapport bevat een vijftal eindrapporten over een studie van het geluid en de trillingen afkomstig van trams. Bij deze studie is een evaluatie uitgevoerd van eerder verrichte metingen en is de aanwezige praktische kennis geïnventariseerd.

De studie is gesplitst in vijf delen. De onderwerpen van ieder deel zijn gekozen op grond van het opwekkingsmechanisme en andere duidelijk te onderscheiden kenmerken. Deze onderwerpen zijn:

- rolgeluid;
- booggeluid;
- stootgeluid;
- voelbare trillingen en laagfrequent geluid;
- geluid van bruggen en viaducten.

Onder rolgeluid wordt verstaan het geluid dat wordt opgewekt tijdens het rijden op een rechte spoorbaan zonder railonderbrekingen en dergelijke.

Booggeluid is het tonale geluid dat kan ontstaan als een tram door een boog rijdt. Men duidt het wel aan met 'gillen', 'piepen' of 'snerpen'.

Een discontinuïteit van het loopvlak van de rail of van het wiel geeft een pulsvormig geluid, dat het rolgeluid kan overheersen. We noemen dit stootgeluid. Een discontinuïteit van het loopvlak van de rail is aanwezig bij een kruising of railonderbreking. Een belangrijke discontinuïteit van het loopvlak van het wiel is bekend als een 'vlakke kant'.

Voor de mens voelbare trillingen en hoorbaar laagfrequent geluid zijn het gevolg van het in beweging komen van een vloer of wanden van een woning of gebouw. Het rijden van een tram veroorzaakt trillingen die door de bovenbouwconstructie, de bodem en een gebouw of woning worden overgedragen.

Het rijden van een tram over een brug of viaduct heeft tot gevolg dat ook de in trilling gebrachte brug geluid zal afstralen. De bijdrage van de afstraling van de brug of het viaduct is over het algemeen hoger dan het normaal opgewekte rolgeluid.

De evaluatie van de metingen is eerst beschreven in een vijftal notities. De inventarisatie is aangevuld met een aantal interviews bij de vervoersbedrijven in Nederland. Deze interviews zijn afgelegd bij:

- **het Gemeentevervoerbedrijf Amsterdam;**
- **de N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg-Maatschappij;**
- **de Rotterdamse Elektrische Tram;**
- **het N.V. Verenigd Streekvervoer Westnederland en de N.V. Nederlandse Spoorwegen.**

Tevens zijn buitenlandse bezoeken afgelegd bij:

- **de Physikalisch-Technische Versuchsanstalt für Wärme- und Schalltechnik te Wenen;**
- **de Wiener Stadtwerke-Verkehrsbetriebe;**
- **de Studiengesellschaft für Unterirdische Verkehrsanlagen e.v. (STUVA) te Keulen.**

De bezoeken zijn vastgelegd in verslagen.

De informatie verkregen uit de inventarisatie, de notities, de interviews en de discussies in de begeleidingscommissie is per onderwerp gebundeld in een eindrapport. Onderhavig rapport is een bundeling van deze vijf eindrapporten.

In de begeleidingscommissie hadden de volgende personen zitting:

- ir. H. de Haan, Ministerie van V&W DGV/Rijksverkeersinspectie;
- drs. R.C.J. Smit, Ministerie van V&W DGV/Energie en Milieu;
- ir. W.H. Pabon, Ministerie van VROM DGM/Geluid;
- ir. J.E. Windt, GVB A'dam Baan en Bovenbouw Sector Techniek;
- H.H. Boender, Haagsche Tramweg-Maatschappij;
- ir. B.B. Kijlstra, Rotterdamse Elektrische Tram;
- ing. E.K. Ebbenhout, Rotterdamse Elektrische Tram;
- ir. A.J. Huijbregts, Onderzoeksdienst voor Milieu en Grondmechanica Amsterdam;
- dr. H.B. Afman, Onderzoeksdienst voor Milieu en Grondmechanica Amsterdam.

De studie is uitgevoerd in nauwe samenwerking tussen de Technisch Fysische Dienst TNO-TU en Van Dorsser Raadgevende Ingenieurs. De contactpersonen bij beide onderzoeksinstituten waren:

- dr. ir. T. ten Wolde, Technisch Fysische Dienst TNO-TU Delft;
- ir. S. Riemens, Van Dorsser b.v.;
- ing. J.J.A. van Leeuwen, Van Dorsser b.v.

Het Ministerie van Verkeer en Waterstaat heeft voor dit onderzoek opdracht gegeven aan Van Dorsser b.v. en aan de Technisch Fysische Dienst TNO-TU Delft. Het project is gezamenlijk gefinancierd door het Ministerie van Verkeer en Waterstaat, het Ministerie van Volkshuisvesting, Ruimtelijke Ordening en Milieubeheer, het Gemeentevervoerbedrijf Amsterdam, N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg-Maatschappij en de Rotterdamse Elektrische Tram.

Deel A

Rolgeluid

Van Dorsser rapport 897447.EC

0 Voorwoord

Het Ministerie van Verkeer en Waterstaat heeft opdracht gegeven aan Van Dorsser b.v. om in samenwerking met de Technisch Fysische Dienst TNO-TU een inventarisatie uit te voeren van de metingen en de aanwezige praktische kennis van tramlawaai. De financiering van het project gebeurt gezamenlijk door het Ministerie van Verkeer en Waterstaat, het Ministerie van Volkshuisvesting, Ruimtelijke Ordening en Milieubeheer, het Gemeentevervoerbedrijf Amsterdam, de N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg-Maatschappij en de Rotterdamse Elektrische Tram.

Onderhavig rapport omvat het eindrapport over het onderwerp 'rolgeluid'. Het is opgesteld door Van Dorsser b.v. in samenwerking met de Technisch Fysische Dienst TNO-TU.

1 Inleiding

Het geluid van een rijdende tram op een rechte baan ontstaat onder andere door het rollen van wielen over spoorstaven. Door de ruwheid van de wielen en de spoorstaven worden trillingen in het wiel en in de spoorstaaf opgewekt. Deze trillende oppervlakken zullen vervolgens geluid afstralen. Dit soort geluidopwekking wordt rolgeluid genoemd. Daar de kennis over het ontstaan van rolgeluid nog niet geheel theoretisch onderbouwd is, werd in de afgelopen jaren een groot aantal proeven gedaan om de kennis op praktische wijze te vergroten.

Dit rapport geeft, naast de nu bekende theorie over het ontstaan van rolgeluid, conclusies uit de tot nu toe in Nederland uitgevoerde metingen, aangevuld met de informatie verkregen uit de bezoeken afgelegd bij:

- Gemeentevervoerbedrijf Amsterdam;
- N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg-Maatschappij;
- Rotterdamse Elektrische Tram;
- N.V. Verenigd Streekvervoer Westnederland en N.V. Nederlandse Spoorwegen;
- Physikalisch-Technische Versuchsanstalt für Wärme- und Schalltechnik te Wenen;
- Wiener Stadtwerke-Verkehrsbetriebe;
- Studiengesellschaft für Unterirdische Verkehrsanlagen e.v. (STUVA) te Keulen.

Het rapport besluit met een beschrijving van het effect van de maatregelen.

2 Beknopt overzicht van de theorie en algemene principes

2.1 Opwekking van krachten en trillingen

Remington [1] neemt aan, dat door de ruwheid van wiel en spoorstaaf krachten werken zowel op de spoorstaaf als op het wiel. Deze krachten wekken trillingen op. De grootte van de trillingssnelheid is afhankelijk van de grootte van de kracht en van de mechanische impedantie van de tram en het spoor. Het in figuur 1 gegeven overzicht is gebaseerd op de theorie van Remington.

Onder ruwheid wordt verstaan de oneffenheden op het oppervlak van wiel en kop van de spoorstaaf. Dit houdt in dat de ruwheid te onderscheiden is in micro-ruwheid en macro-ruwheid; onder dit laatste valt golfslijtage. De invloed op het rolgeluid van de zogenaamde platte kanten aan het wiel wordt behandeld in het rapport over stootlawaai.

De theorie van Remington is gebaseerd op een model met aanstoting in verticale richting en een starre koppeling in de dwarsrichting. De theorie is door Thompson [2] verder uitgebreid, onder andere door het invoeren van 6 vrijheidsgraden, het meenemen van alle kruisimpedanties en het gebruik van smalle bandspectra (belangrijk voor wielresponsie). De koppeling in de dwarsrichting wordt gebaseerd op wrijvingskrachten. De volgende twee verschijnselen spelen ook een rol:

- Indien een ronde wielband op een plat vlak (spoorstaafkop) een belasting uitoefent, zal de wielband op de plaats van het aanrakingspunt ingedrukt worden. Hoe groot dit platte vlakje is, werd het eerst berekend door Hertz. Door de eindige afmetingen van het hertziaansectorvlak zullen uitsteeksels op het wiel- of spoorstaafoppervlak die dicht bijeen liggen niet alle meer geraakt worden. Door deze oorzaak zal het trillingsniveau afnemen bij hogere frequenties. Dit noemt men het contactfilter.
- Bij een bepaalde snelheid zal, net als bij een kogelbaan, het aanrakingsvlak over kleine oneffenheden heenspringen, maar de impuls op wiel en spoorstaaf zal door de grotere trefsnelheid wel toenemen. Door dit verschijnsel neemt de koppeling tussen wiel en railkop af, met andere woorden de 'wheel/rail interaction' verandert met de snelheid van de tram.

Door contact tussen wiel en spoorstaaf wordt kracht overgebracht om de tram in beweging te krijgen. Hierdoor zal het loopvlak van het wiel enigszins over de kop van de spoorstaaf schuiven. De daarbij optredende krachten noemt men wrijvingskrachten. De grootte van het krachtniveau hangt af van de wielbelasting, de snelheid en de wrijvingscoëfficiënt tussen loopvlak wiel en spoorstaafkop. De beide fenomenen (ruwheid en wrijving) hebben geen verband met elkaar, zodat zowel de afhankelijkheid van de snelheid als het frequentiespectrum met elkaar verschillen.

2.2 Verhouding van impedanties

De hiervoor genoemde krachten wekken trillingen op in wiel en spoorstaaf. Hoe hoog het trillingsniveau wordt, hangt af van de mechanische impedantieverhouding van wiel en spoorstaaf. De mechanische impedantie kan gezien worden als een samenstelling van een dynamische massa-, veer- en dempingscomponent. Dit alles moet gezien worden in zes vrijheidsgraden in het contactpunt.

De overdracht en de verdeling van de mechanische energie hangt, behalve van de onderlinge verhouding van de mechanische impedanties, ook af van de contactstijfheid die tussen wiel en spoorstaaf bestaat. Bij toenemende trillingfrequentie neemt de contactstijfheid af en raakt het wiel dynamisch ontkoppeld van de spoorstaaf; de weinig gedempte eigen trillingen van de wielband geven de grootste bijdrage aan het rolgeluid. Hoe sterk de trillingen van het wiel en de spoorstaaf worden, hangt tevens af van de demping in wiel en spoorstaaf. Onderzoek heeft aangetoond [3] dat mechanische energie in het wiel naar de spoorstaaf kan worden overgedragen en omgekeerd.

De hiervoor genoemde fenomenen zullen tegelijk optreden. De krachten ten gevolge van een bepaalde ruwheid zijn voornamelijk het gevolg van de impedanties van het wiel en van de bovenbouwconstructie en de snelheid van de tram. De wrijvingskrachten zijn afhankelijk van vlakheid (micro-ruwheid) van de aanrakingsvlakken, de wrijvingscoëfficiënten en de snelheid van de tram.

<u>Inhoud</u>	<u>Blad</u>	
0	Voorwoord	3
1	Inleiding	3
2	Beknopt overzicht van de theorie en algemene principes	4
2.1	Opwekking van krachten en trillingen	4
2.2	Verhouding van impedanties	5
2.3	Impedantie van het wiel	6
2.4	Impedantie van de spoorstaaf	6
2.5	Akoestische afstraaleigenschappen	7
2.6	Overdracht van geluid	7
2.7	Algemeen	7
3	Algemene conclusies uit de verrichte onderzoeken in Nederland	8
3.1	Inleiding	8
3.2	Traminvloeden	9
3.2.1	Ruwheid van de wielen	9
3.2.2	Snelheid van de tram	10
3.2.3	Tramconstructie	11
3.2.4	Draaistelconstructie	12
3.2.5	Wielconstructie	12
3.3	Bovenbouwinvloeden	12
3.3.1	Ruwheid van de spoorstaaf	12
3.3.2	Slijpen	13
3.3.3	Spoorgeometrie	14
3.3.4	Bovenbouwconstructie	15
3.3.5	Akoestische omgeving	16
3.3.6	Geluidsschermen langs de spoorbaan	16
3.4	Andere factoren die van invloed kunnen zijn op de geluidemissie	17
3.4.1	Belading van de tram	17
3.4.2	Rijgedrag bestuurder	17
3.4.3	Weersomstandigheden	17
3.4.4	Hulpapparatuur	18
4	Onzekere factoren voor stiller railverkeer	18
5	Typekeuring	19
6	Conclusie	20

Aantal bladen tekst 20

literatuurlijst 1

aantal figuren 4

2.3 Impedantie van het wiel

Van Ruiten [3] geeft aan dat trillingen van wiel en spoorstaaf worden bepaald door hun constructies, de dynamische materiaaleigenschappen en de wijze van aanstoten. Het gemiddelde snelheidsniveau op het wiel hangt mede samen met de ingangsimpedantie in het aanstootpunt en de aanwezige demping van het wiel. De ingangsimpedantie wordt bepaald door het trillinggedrag van het wiel en de wielband.

Voor alle vrijheidsgraden geldt dat de mechanische impedantie van het wiel is opgebouwd uit de volgende componenten:

- de wielband die via een elastische laag mechanisch gekoppeld is aan de wielkern;
- de wielkern en wielas.

Er is een flink aantal onderzoeken uitgevoerd teneinde de trilvormen en -impedanties en overdrachtfuncties te bepalen van tram- en treinwielen. Voorbeelden zijn [4] en [5].

2.4 Impedantie van de spoorstaaf

Voor alle vrijheidsgraden geldt dat de mechanische impedantie van de spoorstaaf is opgebouwd uit de volgende componenten:

- de spoorstaaf;
- de spoorstaafbevestiging (elastische laag);
- de dwarsligger of de betonplaat;
- de onderbouw.

De impedantie van de spoorstaaf in verticale richting en in horizontale dwarsrichting bestaat uit de mechanische impedantie van de spoorstaaf op zich, gekoppeld aan de impedantie van de ondergrond. De ondergrond verschilt plaatselijk sterk. Ook is op vele plaatsen de spoorstaaf star verbonden met de ondergrond, maar boven de 1000 Hz raakt de spoorstaaf ontkoppeld van de ondergrond.

2.5 Akoestische afstraaleigenschappen

Naast het opwekken van trillingen speelt de afstraling van trillingen als geluid een belangrijke rol. De afstraalgraad is een functie van de vorm, het materiaal en trillingsvorm van de wielen en de spoorstaaf.

Hiervan is bekend dat beneden de circa 500 Hz de wielband en de wielkern geluid afstralen, boven de circa 500 Hz straalt alleen de wielband nog geluid af.

De spoorstaaf zelf is door zijn vorm een slecht afstraalelement beneden de 600 Hz en is boven de circa 1000 Hz ontkoppeld van de rest van de bovenbouwconstructie. Beneden de circa 1000 Hz trilt de gehele bovenbouwconstructie mee. Door inbedding van de spoorstaaf in een weg zal de afstraling van de spoorstaaf zelf van geringere betekenis zijn. Wel kan het wegdek over een groot oppervlak geluid gaan afstralen. Van spoorstaaf op dwarsliggers op het grondoppervlak zijn situaties bekend, dat afstraling van het geluid over grote lengten plaatsvindt. Hier kan een betonnen dwarsligger eveneens geluid afstralen.

2.6 Overdracht van geluid

Het geluid, dat gemeten wordt tijdens de passage van een tram, is de energetische som van:

- het geluid ontstaan door trillingen van het wiel;
- het geluid ontstaan door trillingen van de spoorstaaf en
- het geluid van de overige geluidsbronnen, zoals hulpapparatuur e.d.

In de overdracht van het geluid van bron naar waarnemer zijn er tevens invloeden, waardoor geluid kan reflecteren of geabsorbeerd kan worden.

2.7 Algemeen

De componenten voor wat betreft aanstootkrachten, impedanties en overdrachtfuncties werken in zes vrijheidsgraden, namelijk drie verplaatsingen en drie rotaties. Voegt men nog daarbij dat de geluid-afstraling van de trillingen en de overdracht van het geluid ook frequentie-afhankelijk zijn, dan is het niet verwonderlijk dat het berekenen van rolgeluid op theoretische gronden zeer ingewikkeld is en nog onvoldoende door praktijkmetingen is bevestigd.

Theoretisch ligt voor de hand dat de geluidemissie evenredig toeneemt met de snelheid van de tram. In de VDI 2716 is aangegeven dat de toename van de emissie van het maximale geluidsniveau 30 maal de logaritme van de rij snelheidsverhouding bedraagt. Dit geldt volgens de VDI voor het snelheidsgebied tussen 30 en 80 km/h [6].

3 Algemene conclusies uit verrichte onderzoeken in Nederland

3.1 Inleiding

In de afgelopen jaren zijn geluidmetingen uitgevoerd aan in Nederland rijdende trams, rijdend op een spoor in rechtstand, in de plaats van gebruik. Vervolgens zijn, om de invloed van de baan uit te schakelen, de trams in gebruik in Amsterdam en Rotterdam naar Den Haag vervoerd en daar gezamenlijk met de Haagse trams gemeten.

Alle metingen zijn volgens het meetvoorschrift uit ICG-rapport RL-01-01 onder optimale omstandigheden van spoorstaven en tram-materieel uitgevoerd. Daarnaast zijn nog talrijke metingen onder praktijkomstandigheden en aan normaal in de dienstregeling rijdende trams verricht in de plaats van gebruik.

De meting aan de trams is aangevuld met een onderzoek aan het trillinggedrag van tramwielen in het laboratorium van TNO-TPD.

In de navolgende paragrafen zijn de conclusies van de metingen verwerkt, aangevuld met de kennis verworven tijdens de bezoeken aan diverse binnen- en buitenlandse bedrijven. Deze conclusies worden gepresenteerd aan de hand van de volgende factoren die het geluid beïnvloeden:

Traminvloed

- ruwheid van de wielen
- snelheid van de tram
- tramconstructie
- draaistelconstructie
- wielconstructie.

Bovenbouwinvloeden

- ruwheid van de spoorstaaf
- slijpen
- spoorgeometrie bovenbouwconstructie
- akoestische omgeving
- geluidsschermen langs de trambaan.

Overige factoren

- belading van de tram
- rijgedrag van de bestuurder
- weersomstandigheden
- hulpapparatuur.

Tenslotte worden praktische maatregelen aangegeven om tramlawaai te beheersen.

3.2 Traminvloeden

3.2.1 Ruwheid van de wielen
.....

Er zijn geen metingen bekend van de ruwheid van wielbanden. Het rolgeluid van trams met pas geslepen wielen zal de eerste tientallen verreden kilometers geleidelijk aan een verlaging van enkele dB(A)'s geven, daarna blijft het geluidsniveau duizenden kilometers constant. Dit is alleen waarneembaar bij een zeer lage en constante railruwheid en zal tevens afhankelijk zijn van de slijpprocedure.

Het aantal gereden kilometers na het plaatsen van nieuwe wielbanden of het slijpen van de wielbanden geeft geen aantoonbaar verschil in geluidproduktie. In Amsterdam is geconstateerd dat vaker slijpen dan eens in de 4 à 5 maanden geen winst in de gemiddelde geluidemissie oplevert. Dit laatste kan niet los gezien worden van de spoorstaaf-ruwheid.

In Amsterdam is geconstateerd dat het wielbandoppervlak in een jaar exploitatie (40 à 45.000 km) zodanig slijt, dat een geluidemissietoename van 4 à 5 dB(A) meetbaar is. Dit wordt niet door alle metingen bevestigd. Er is geconstateerd dat er geen hogere ruwheid opgebouwd wordt door rijden op (gladde) spoorstaven zonder noodstops en dergelijke.

Platte kanten kunnen zeer snel ontstaan, bijvoorbeeld na een noodstop. Hier wordt verder op ingegaan in het rapport over stootgeluid.

Hoewel men vooral in Wenen veel last heeft van platte kanten, wordt alleen bij het halfjaarlijkse onderhoud beoordeeld of de wielen al dan niet geslepen worden.

Ruwheid van wielbanden en ruwheid van spoorstaven zijn van dominerende betekenis. Behalve door het ontstaan van platte kanten (zie rapport over stootgeluid) neemt het geluid van een rollend wiel ook toe naarmate de laatste onderhoudsbeurt langer geleden heeft plaatsgevonden, door andere vormen van onrondheid. Het is moeilijk de invloed van platte kanten en andere vormen van onrondheid te scheiden. Het verdient de voorkeur onderhoud te plegen op basis van werkelijke ruwheid. Overwogen moet worden of een wielruwheidsmeter hierbij toegepast kan worden.

3.2.2 Snelheid van de tram

Uit de metingen volgt dat er een relatie bestaat tussen de snelheid van een tram en de maximale geluidemissie in dB(A). Tijdens de diverse metingen zijn waarden gevonden tussen de 16 en 84 maal de logaritme van de snelheidsverhouding, waarbij opgemerkt moet worden dat de lagere waarden gevonden worden bij baanconstructies die minder lawaaiërig zijn. De gevonden waarden liggen dan over het algemeen in de buurt van de in VDI 2716 gegeven waarde van 30, of zijn iets lager [6].

Vrijwel alle in Nederland bekende metingen aan trams zijn aangegeven in figuren 2, 3 en 4. De statistische berekening met behulp van de methode van de kleinste kwadraten van alle meetgegevens voor het maximum geluidsniveau geeft het volgende resultaat:

- gemiddeld $26 * \text{Log}(v/v_0)$ correlatie 56%
- groefspoor in beton of asfalt $46 * \text{Log}(v/v_0)$ correlatie 76%
- vignoleraail in grind $20 * \text{Log}(v/v_0)$ correlatie 37%.

Bij metingen van het gehele tramnet in Amsterdam is gemiddeld 28,5 maal de logaritme van de snelheidsverhouding gevonden.

Het blijkt dat bij een slechte conditie van zowel spoor als tram (verhoogde ruwheid van wiel en spoorstaaf en slingeren) het geluidsniveau bij een hogere rijsnelheid meer toeneemt dan 30 maal de logaritme van de rijsnelheidsverhouding.

3.2.3 Tramconstructie
.....

Bij de metingen van de verschillende tramtypen op eenzelfde locatie en de metingen aan de tram uit Grenoble blijkt dat de onderlinge verschillen gering zijn. Dit betekent dat de invloed van het verschil in wagenbak- en draaistelconstructie gering is (uitgezonderd akoestische maatregelen).

Bij de metingen van de verschillende trams op dezelfde trajecten in Den Haag is geconstateerd, dat de invloed van de locatie op de geluidemissie groter is dan de invloed van het tramtype. Wel volgt uit de metingen, dat het verschil in geluidemissie tussen de tramtypen 9G en ZGT (beide met Bochum-wielen) zeer gering is.

Het rolgeluid wordt in Wenen [9] vooral gereduceerd door schorten aan de tram en geluidabsorberend materiaal onderaan de tram. Door het aanbrengen van absorberend materiaal aan de onderkant van de trambak is een reductie te bereiken van 3 à 4 dB(A). In combinatie met het aanbrengen van schorten voor de draaistellen is in Wenen een geluidreductie bereikt van 6 à 7 dB(A).

In Duitsland heeft men ervaren dat schorten op de tram een reductie geeft van 2-5 dB(A). Dit is nog zonder absorptie aan de onderkant van de tram.

Bij de metro/sneltram in Rotterdam is een enkele proef genomen met afschermkappen over de wielen van het voorste en achterste draaistel, waarbij geen geluidabsorberend materiaal is toegepast. Het effect was niet groot.

De ervaring van de HTM met de wielschermen op de GTL-8 wijzen ook in die richting.

Daarbij moet opgemerkt worden dat de in Wenen toegepaste schorten beter geluid absorberen dan de in Nederland als proef onderzochte constructies.

De mate van geluidreductie voor de Nederlandse situatie moet afzonderlijk onderzocht worden, aangezien in Nederland de railruwheid meestal lager is dan in Wenen en Duitsland.

3.2.4 Draaistelconstructie
.....

Een tweede rubber afvering in de draaistellen zal ervoor zorgen dat de trillingoverdracht van het wiel naar de verdere draaistelconstructie gering blijft. Het gevolg is dat deze delen van het draaistel minder geluid zullen afstralen.

De HTM heeft positieve ervaringen met een tweede rubber afvering in de nieuwe draaistellen in vergelijking met de oudere draaistellen die maar een afvering hadden.

Deze bijdrage is mogelijk van ondergeschikt belang en moet onderzocht worden.

3.2.5 Wielconstructie
.....

Een wijziging in de wielconstructie zal, naast een wijziging in de impedantie en eventueel een wijziging van het aanrakingsoppervlak wiel-rail, een verandering geven van de trilvormen van wielkern en wielband. Hierbij is zeker dat het vermijden van resonanties tevens tot gevolg heeft dat een verlaagde geluidafstraling plaats vindt bij deze frequenties. Het verhogen van de demping van het wiel heeft tot gevolg dat meer trillingsenergie omgezet wordt in warmte. Er is nog weinig onderzoek op dit gebied verricht.

3.3 Bovenbouwinvloeden

3.3.1 Ruwheid van de spoorstaaf
.....

Uit de metingen volgt dat er een sterke samenhang is tussen de spoorstaafrouwheid en het geluidsniveau van een tram op spoor in rechtstand. Een verandering van het ruwheidsnelheidsniveau van de spoorstaaf met 1 dB correspondeert met 0,3 tot 0,7 dB(A) verandering van het geluiddrukkniveau (afhankelijk van de frequentie, tram en baan). De gemiddelde relatie tussen ruwheid en geluidemissie geeft een regressiecoëfficiënt van 0,5. Ook uit oudere onderzoeken is zo'n zelfde waarde af te leiden.

Uit een onderzoek in Rotterdam op één enkele locatie en aan één tramtype kan indicatief aangegeven worden wanneer en hoe lang een traject geslepen moet worden (uitgaande van sterke golfslijtage). Door slijpen van de spoorstaaf zal na een aantal passages van de slijptram het geluidsniveau niet verder dalen. Het bereikte geluidsniveau zal circa 3 d(A) toenemen na circa 47.000 tot 127.000 trampassages. Bij onderhavig onderzoek was dit een tijdsperiode van 1 tot 3 jaar.

Er is bij onderzoeken met opgelaste spoorstaven een gemiddelde geluidsvermindering van 2 dB(A) vastgesteld. Er moet hierbij zeer goed overwogen worden of dit het gevolg is van de oplassing.

Grote ruwheid van de spoorstaaf is zichtbaar als golfslijtage. Onder golfslijtage wordt verstaan een opeenvolgend golvend slijtvlak in de lengterichting van de kop van de spoorstaaf. De golven bevinden zich dwars op de spoorstaaf. De afstand tussen de golven is 10 tot 200 mm.

Per plaats worden de volgende golflengten geconstateerd:

■ Amsterdam	50 tot 200 mm;
■ Den Haag	20 tot 200 mm;
■ Rotterdam	45 tot 100 mm;
■ Utrecht	10 tot 60 mm.

In Amsterdam is een versnelde opbouw van golfslijtage geconstateerd bij onregelmatigheden zoals bij rail-lassen, een dal en bij kruisingen.

In Den Haag is een versnelde opbouw van golfslijtage geconstateerd bij de overgang van een zachte bovenbouw naar een hardere spoorconstructie, zoals bijvoorbeeld van een grasbaan naar asfalt. De opbouwtijd van deze golfslijtage gebeurt over een periode van 3 tot 6 maanden.

In Rotterdam is geconstateerd dat golfslijtage optreedt bij rechtstand over 10 m, om en om op het rechter spoorbeen en vervolgens op het linker spoorbeen. Dit is sterk gerelateerd aan de vetergang.

Bij haltes ontstaat in Rotterdam nooit golfslijtage, maar in Amsterdam, Den Haag en Utrecht juist wel, onder andere ten gevolge van de elektrische remmen en ten gevolge van een dal (slippen van het wiel).

3.3.2 Slijpen

.....

In Amsterdam wordt het gehele net eenmaal per jaar geschouwd. Op plaatsen met lichte golfslijtage wordt met de slijptram geslepen, bij middelzware golfslijtage gebeurt dit met de hand en de slijptram, en bij zware golfslijtage wordt er ingelast.

De gehele trajecten in de steden Rotterdam en Den Haag worden regelmatig met een slijpwagen geslepen. In Den Haag gebeurt dit gelijkmatig over het hele net en in Rotterdam per tramlijn.

In Utrecht worden plaatsen met veel golfslijtage behandeld met een auto/spoorstaafvoertuig van Speno (twee roterende slijpstenen). Deze delen van het traject worden om de 3 à 4 jaar geslepen.

Overall geldt dat na klachten van de omwonenden of melding van de buitendienst met de hand extra wordt geslepen.

In Amsterdam is tevens vastgesteld dat volgens de schouwrapporten een 'lichte golfvorming' 1 dB(A) en een 'zware golfvorming' 3 dB(A) geluidsverhoging geeft.

In Wenen worden de spoorstaven alleen geslepen als golfslijtage zichtbaar is. In Duitsland worden de spoorstaven weinig geslepen en vaak alleen als er zichtbare golfslijtage is.

De niet-intensieve slijpactiviteiten in Duitsland en in Wenen is de verklaring van de relatief hoge geluidemissie van trams in het buitenland. De verkregen gegevens uit Wenen voor trams op een rechte baan geven op 7,5 m en bij 40 km/h circa 2 tot 10 dB(A) hogere geluidsniveaus dan in Nederland. De Nederlandse tram zonder schorten is stiller dan de Weense met schorten.

Uit de onderzoeken blijkt dat in de praktijk in veel situaties de railruwheid dominant is. Onderhoud door onder andere regelmatig slijpen is dan ook essentieel om de geluidemissie zo laag mogelijk te houden.

3.3.3 Spoorgeometrie

Uit Amsterdam is bekend dat bij een baanvak met zeer slechte ligging de geluidemissie 5 dB(A) boven de te verwachten waarden lag. Gezien de interactie tussen wiel en rail zal mogelijk door een vlakkere rail minder ruwheid op de wielbanden ontstaan en omgekeerd zal door een gladder wiel minder ruwheid op de rail ontstaan.

In Amsterdam zijn geen gegevens bekend over vetergang. In Den Haag is de maattolerantie in spoorwijdte van -0 tot +2 mm. Dit heeft een vetergang tot gevolg van gemiddeld 5 tot 7 m. In Rotterdam is, aan de hand van golfslijtage, een vetergang over 10 m geconstateerd.

De spoorwijdte-tolerantie in Utrecht is niet bekend; wel heeft men op sommige delen van het traject sterke vetergang met een golflengte van 12 tot 15 m. Men denkt dat de oorzaak hiervan het berijden van de baan met een materieeltype met identieke wielen is.

Bij de spoorstaven in rechtstand van de sneltram in Rotterdam vindt vrijwel geen kopslijtage plaats, als gevolg van een hardere staalsoort (st 90). In Amsterdam wordt plaatselijk 'hard' materiaal op de kop van de spoorstaaf in rechtstand ingelast om slijtage tegen te gaan.

3.3.4 Bovenbouwconstructie

Bij invloed die de bovenbouw heeft op het rolgeluid, spelen drie verschijnselen een belangrijke rol:

- de dynamische eigenschappen van de constructie
- de afstraaleigenschappen
- de geluidabsorberende eigenschappen van het oppervlak.

De dynamische eigenschappen van de bovenbouw, samen met de dynamische eigenschappen van de tram, bepalen zowel de krachten die de trillingen opwekken als gedeeltelijk de demping van het wiel en de spoorstaaf. Uit de metingen is gebleken dat er geen eenvoudige relatie te vinden is tussen de mechanische impedantie, zowel verticaal als horizontaal, van de bovenbouw en het afgestraalde geluid.

De hoogste geluidemissie wordt gemeten bij een spoorconstructie die gekoppeld is aan een betonplaat of betonconstructie, zoals de Nikex-constructie en een directe spoorstaafbevestiging op een viaduct.

De geluidabsorptie van het oppervlak tussen en naast de spoorstaven vermindert het gereflecteerde geluid onder de wagenbak. Dit is een van de belangrijkste redenen dat de geluidemissie van een rijdende tram over een spoor op gebroken grind of steenslag altijd lager is dan van een rijdende tram over een spoor in asfalt of betonplaten. Uit meerdere onderzoeken is gebleken dat de verschillen 3 tot 5 dB(A) bedragen.

In Wenen is geconstateerd dat de geluidemissie van trams op een baantype waarbij de spoorstaven gemonteerd zijn op kunststof dwarsliggers, die weer gemonteerd zijn op betonnen langdraggers en tot op spoorstaafhoogte opgevuld met ballast, het stilst is. Verwijdering van de ballast geeft een geluidsverhoging van 12 tot 14 dB(A).

Waar mogelijk past men in Wenen gras toe tussen de spoorstaven. De winst hiervan bedraagt 2 à 3 dB(A). Deze ervaring heeft men ook in Duitsland.

Zeker is wel dat een spoorconstructie zonder beton tussen en naast de spoorstaven een lagere geluidemissie bezit. Dit is het gevolg van het ontbreken van de geluidafstraling van deze betonplaat, maar ook het gevolg van het geluidabsorberend vlak direct onder de bron. Zie ook de akoestische omgeving.

3.3.5 Akoestische omgeving

De overdracht van het geluid dat via een of meerdere reflecties bij de ontvanger komt, kan door absorptie verminderd worden. Deze absorptie kan onder en naast de tram effectief zijn. Door geluidabsorberend materiaal tussen en naast de spoorstaven, zoals gebroken grint en steenslag, is een geluidemissiereductie te bereiken van 4 à 5 dB(A). De laagste geluidsniveaus worden gemeten op 7,5 m naast een spoor in rechtstand, wanneer het spoor een vrije baan met graslaag is. Deze bovenbouwconstructie vergt echter veel onderhoud.

In Utrecht en Nieuwegein wordt vrijwel standaard vignolespoorstaaf Np 46 op betonnen of houten dwarsliggers toegepast. Hiervan zijn op 7,5 m alleen geluidsgegevens bekend van één meting aan één tramwagen op natte spoorstaven.

De keuze van een wegdek tussen en naast de spoorstaven of een vrije baan in gras heeft aanzienlijke invloed. Een geluidabsorberend vlak direct onder de bron heeft aanzienlijke invloed op de uiteindelijke geluidemissie. Een vrije trambaan kan verder afgewerkt worden met bijvoorbeeld een altijd groene heg aan beide zijden van het spoor. Dit veroorzaakt een soort natuurlijke absorptie langs het spoor. Een heg in plaats van een geluidsscherm is natuurlijk een betere oplossing. De hiermee te verkrijgen reducties zijn hoger.

3.3.6 Geluidsschermen langs de spoorbaan

Hoewel bruikbare theorie bekend is om de reductie van het geluid door afscherming te berekenen, zijn er geen metingen bekend bij trambanen in Nederland met een spoor in rechtstand. Er zijn wel metingen bekend van afscherming op viaducten. In het algemeen kan men stellen dat het effect van de afscherming afhangt van de hoogte van het scherm ten opzichte van de hoogte van de bron. Zowel de absorptie onder, als naast de bron verhoogt de reductie van een scherm.

In Wenen zijn langs de vrije trambaan hier en daar 1,50 m hoge schermen aangebracht. De schermen zijn absorberend. Ook worden maximaal 1 m hoge middenschermen toegepast. Het effect is circa 10 dB(A) voor de woningen op de begane grond. Ook in Duitsland past men, waar mogelijk, lage schermen toe.

3.4 Andere factoren die van invloed kunnen zijn op de geluidemissie

Theoretisch kunnen de volgende factoren van invloed zijn op de geluidemissie van een tram:

- belading van de tram
- het rijgedrag van de bestuurder
- de weersomstandigheden
- hulpapparatuur.

3.4.1 Belading van de tram

Uit metingen blijkt, dat de invloed van de bezettingsgraad van een tram zeer gering is en duidelijk ondergeschikt aan de variatie in spoorstaaf- en wielruwheid en bovenbouwconstructie. Dit komt waarschijnlijk omdat de massa van de passagiers gering is ten opzichte van de massa van de tram. De belading zou wel invloed kunnen hebben op het rijgedrag. Onzeker is of bij het ontwerp van een tram met een geringere massa, bovenstaande conclusie nog steeds van kracht is.

3.4.2 Rijgedrag bestuurder

Er zijn geen onderzoeken verricht naar de invloed van het rijgedrag van de bestuurder op de geluidemissie.

3.4.3 Weersomstandigheden

In Rotterdam is gemeten dat als gevolg van natte spoorstaven een geluidsniveauperlaging optreedt van gemiddeld 3 dB(A). De verlaging was sterk waarneembaar voor de frequenties boven de 400 Hz. Helaas kan het weer niet beïnvloed worden. Een mogelijke maatregel (dit moet dan mede gezien worden in relatie met bogen) is het kunstmatig opbrengen van water op het loopvlak van de spoorstaven.

3.4.4 Hulpapparatuur
.....

In Rotterdam is aandacht geschonken aan de vermindering van het geluid van de Chopperschakeling en van de schoepen van de ventilatoren van de aandrijfmotoren. Dit geeft vooral een vermindering van het geluidsniveau bij lage snelheid van de tram.

4 Onzekere factoren voor stiller railverkeer

De onzekere factoren of de 'witte' vlekken in de praktische kennis zijn in dit hoofdstuk samengevat.

Er is geen duidelijke relatie tussen het aantal gereden kilometers na het plaatsen van nieuwe wielbanden of het slijpen van wielbanden en de ruwheid van de wielband. Ook is er geen duidelijke relatie aanwezig tussen de slijpprocedure van de spoorbaan of het aantal trampassages en de railruwheid. Overwogen moet worden of de slijpprocedures voor het wiel en de slijpprocedures voor de baan geoptimaliseerd kunnen worden.

Onzeker is of er een directe relatie tussen de geluidemissie en de gemiddelde grootte van de impedantie aanwezig is. Dit geldt zowel voor het wiel als voor de spoorstaaf. Met name op theoretische gronden kan gesteld worden dat er een relatie is tussen de verdeling tussen wiel en rail van de door de ruwheid opgewerkte trillingsenergie. Het door deze trillingen afgestraalde geluid is weer afhankelijk van de wielconstructie en de bovenbouwconstructie. Over de invloed van de impedantie zijn in de praktijk zeer weinig gegevens bekend.

Het uitgevoerde onderzoek in Rotterdam, waarbij de relatie tussen geluidemissie en railimpedantie is onderzocht, geeft als conclusie dat er geen directe relatie is tussen de railimpedantie en de geluidemissie. Dit zou kunnen wijzen op het feit dat juist de verhouding van belang is.

Onderstaande punten geven aan welke factoren verder nog een onbekende invloed bezitten. Waarschijnlijk is in de praktijk de invloed gering, aangezien met deze factoren weinig of niet gevarieerd kan worden.

- De verticale aanstoting van het wiel is een hoofdparameter. Onderzocht moet worden in hoeverre een laterale aanstoting via slip of aanlopen van de flens een rol van betekenis speelt.
- Een slechte ligging van de spoorstaven (vetergang) geeft meer geluid. Voor de praktijk moet de kwaliteit van de ligging gekwantificeerd worden.

5

Typekeuring

De typekeuringsmetingen vinden tot op heden plaats overeenkomstig het 'Voorschrift voor het meten van de geluidemissie van railvoertuigen', ICG publikatie RL-HR-01-01. Internationaal zijn er ook een ISO-norm, ISO 3095, en een Duitse norm, DIN 45637.

In de drie hiervoor genoemde normen wordt de baan gedefinieerd door:

'een spoor met houten of betonnen dwarsliggers dat is gelegen op een ballastbed. Het spoor moet recht en voegloos zijn, horizontaal liggen en vrij zijn van golfslijtage.'

De spoorstaafbevestiging is niet gedefinieerd, maar moet wel beschreven worden in het rapport.

De toestand van de wielen is vastgelegd als:

'het oppervlak van de wielbanden dient zo glad mogelijk te zijn en geen platte kanten te hebben'.

In de voorschriften wordt geen aandacht besteed aan de volgende factoren, die de geluidemissie in belangrijke mate bepalen:

- de ruwheid van de spoorstaaf
- de ruwheid van de wielband
- de onrondheid van de wielen
- de constructie-onderbouw
- de ondergrond onderbouw.

Dit betekent dat vergelijking van de geluidemissie van trams gemeten op verschillende locaties niet goed mogelijk is. Zelfs vergelijking van het geluid van trams gemeten op dezelfde locatie maar met onbekende ruwheid van de sporen of wielbanden c.q. onrondheid van de wielen, is weinig zinvol.

Het verdient daarom aanbeveling bij een typekeuringsmeting van een nieuw materieeltype, tegelijkertijd ter vergelijking een meting met oudere trams uit te voeren.

6 Conclusie

Samengevat bewerkstelligen de volgende praktische maatregelen een geluidsvermindering:

- het toepassen van recht- en vlakspoor met gladde spoorstaven is een voorwaarde voor een zo laag mogelijke geluidemissie;
- het toepassen van een vrije baanconstructie in zand met gras, in gebroken grind of steenslag geeft de laagste geluidemissie;
- onderhoud van de wielen door slijpen zodra platte kanten of andere onrondheden optreden kan een toename van het geluidsniveau met 4 à 5 dB(A) voorkomen;
- onderhoud van de spoorstaven door slijpen kan een toename van het geluidsniveau met (soms wel) 10 dB(A) voorkomen;
- bij een spoorconstructie in een bestrating is de ligging van de spoorstaven in zand met een klinkerbestrating geluidtechnisch veel gunstiger dan een gesloten constructie waarbij de spoorstaven zijn ingebed in een betonplaat, die tevens een asfalt of betonnen wegdek draagt;
- een starre directe spoorstaafbevestiging op een betonplaat geeft een hoge geluidemissie en moet vermeden worden;
- absorberende schorten aan de tram, samen met absorptie onder de wagenbak, geeft een geluidsvermindering van 6 à 7 dB(A);
- geluidsschermen langs en tussen de trambaan geven, afhankelijk van de situatie ter plaatse, een reductie tot 10 dB(A) op 2 m hoogte.

Onze slotconclusie is, dat de huidige theoretische en praktische kennis van tramlawaai van een spoor in rechtstand op een paar facetten na voldoende is om het te beheersen.

V A N D O R S S E R B V

ir. S. Riemens n.i.

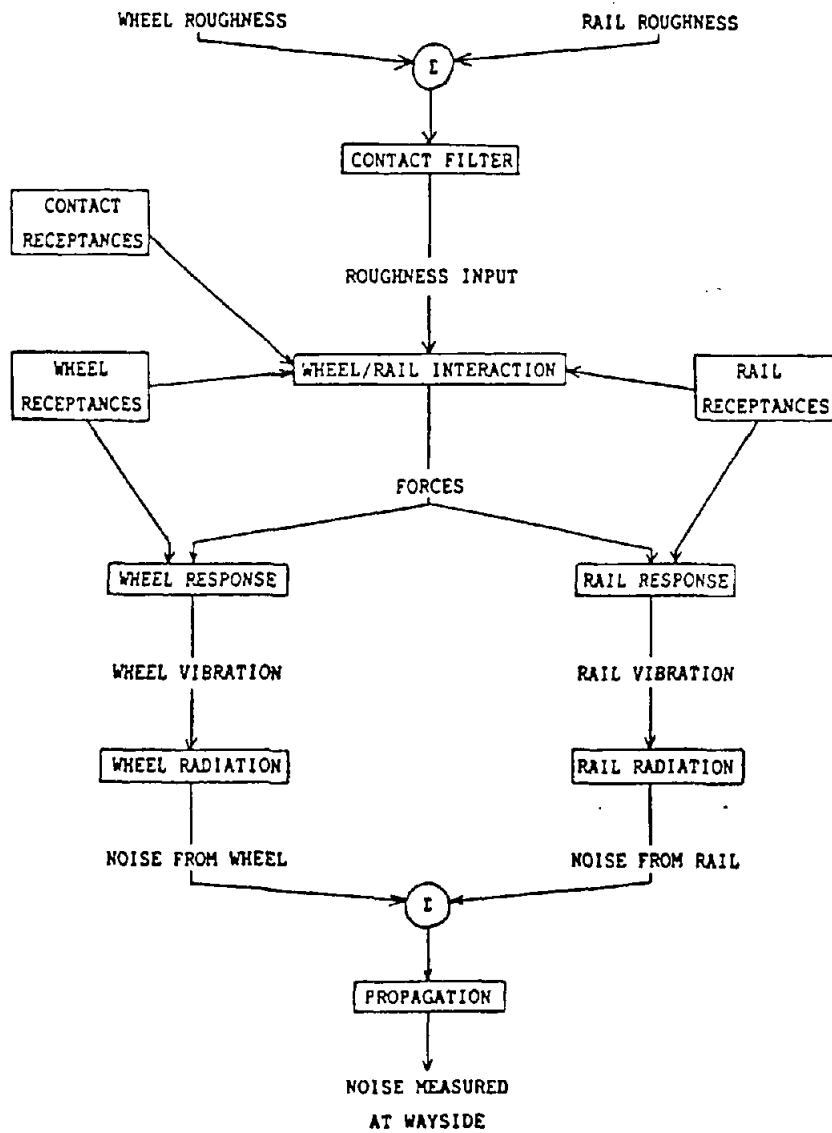
ing. J.J.A. van Leeuwen

Literatuur

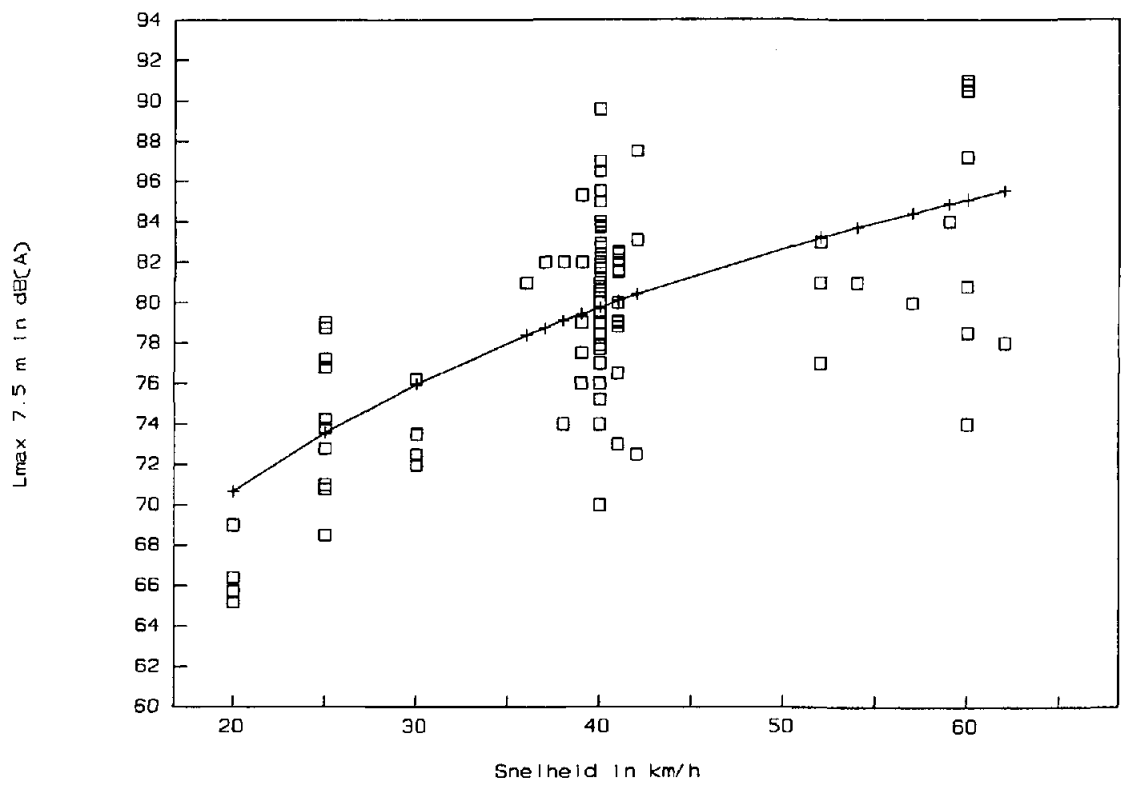
1. Paul J. Remington,
Wheel/ rail noise generation mechanisms.
Publication workshop rolling noise generation, Berlijn,
10/11 oktober 1989.
2. David J. Thomson,
Wheel/rail noise: Theoretical modelling of the generation of
vibrations,
University of Southampton 1990.
3. C.J.M. van Ruiten,
Geluidemissie van de nederlandse trams,
TPD rapport 307.871, 1984.
4. M.G. Ditttrich en van Vliet
Onderzoek naar het dynamisch gedrag van tramwielen in verband met
stoot- en booggeluid
TPD rapport 723.117 1989
5. E. Schneider
Schwingungsverhalten und schallabstrahlung von Schienenrädern
Fortschrittberichte VDI Reihe 11 Nr. 74, 1985
6. VDI-Richtlinien 2716,
Geräuschsituation bei Stadtbahnen,
1975.
7. J.J.A. van Leeuwen,
Samenvattende studie tramlawaai -Rolgeluid-, (Werkdocument),
Notitie 897447.1 Van Dorsser b.v. 1990.
8. J.J.A. van Leeuwen, T. ten Wolde,
Verslagen bezoeken vervoersbedrijven in Nederland in het kader van
de samenvattende studie tramlawaai, (Werkdocumenten),
Verslag 897447.V01 Van Dorsser b.v. d.d. 9 augustus 1991,
betreffende het bezoek bij de HTM plus erratum Le897447.AR1 d.d. 7
januari 1991.
Verslag 897447.V02 Van Dorsser b.v. d.d. 9 april 1991, betreffende
het bezoek bij de RET.
Verslag 897447.V03 Van Dorsser b.v. d.d. 9 april 1991, betreffende
het bezoek bij het GVB Amsterdam.
Verslag 897447.V04 Van Dorsser b.v. d.d. 10 januari 1991,
betreffende het bezoek bij Westnederland/NS
9. T. ten Wolde, J.J.A. van Leeuwen,
Verslagen bezoeken buitenland in het kader van de samenvattende
studie tramlawaai, (Werkdocumenten),
Verslag TPD-HAG-RPT-91-0005 TPD-TU Delft 1991, Bezoek aan
Physikalisch-Technische Versuchsanstalt für Wärme- und
Schalltechnik en de Wiener Stadtwerke- Verkehrsbetriebe te Wenen.
Verslag TPD-HAG-RPT-91-0010 TPD-TU Delft 1991, Bezoek aan de
Studiengesellschaft für Unterirdische Verkehrsanlagen e.v. (STUVA)
te Keulen

Figuur 1

Figuur 1: Het theoretische schema voor de opwekking van geluid van railvoertuigen.

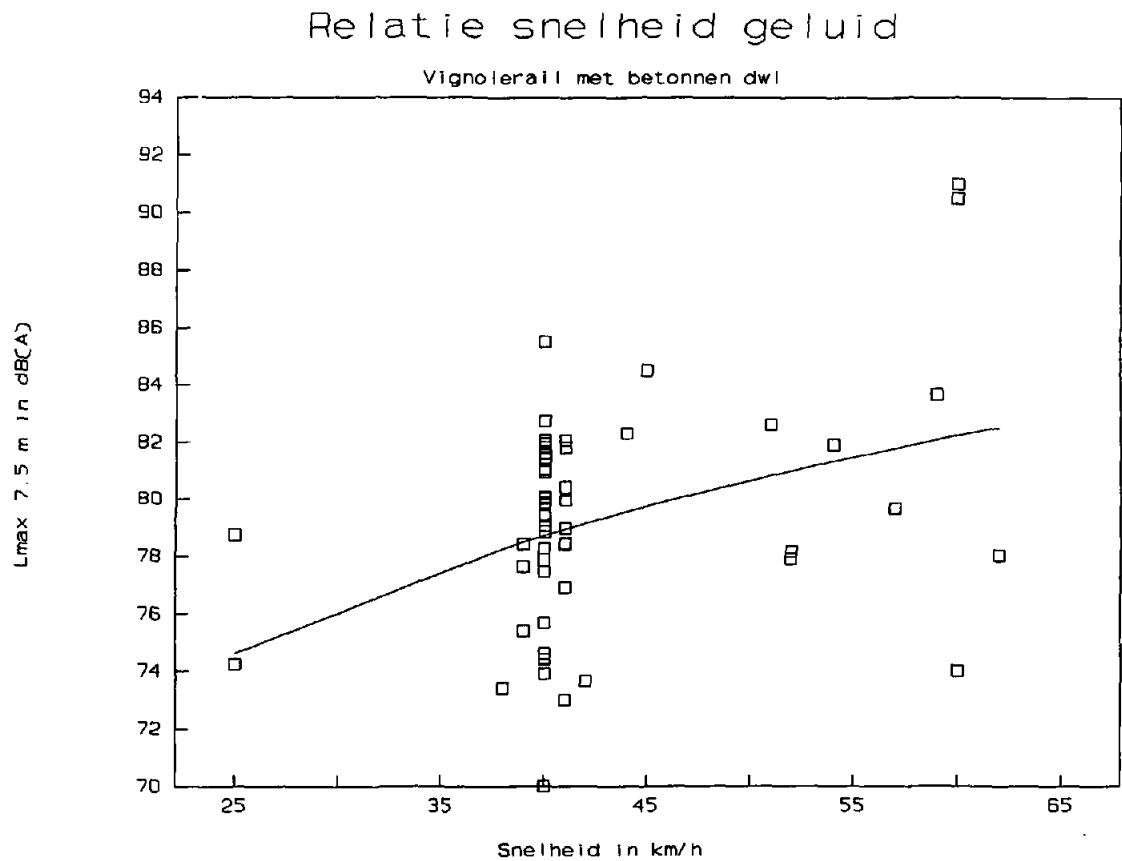


Relatie snelheid en geluid



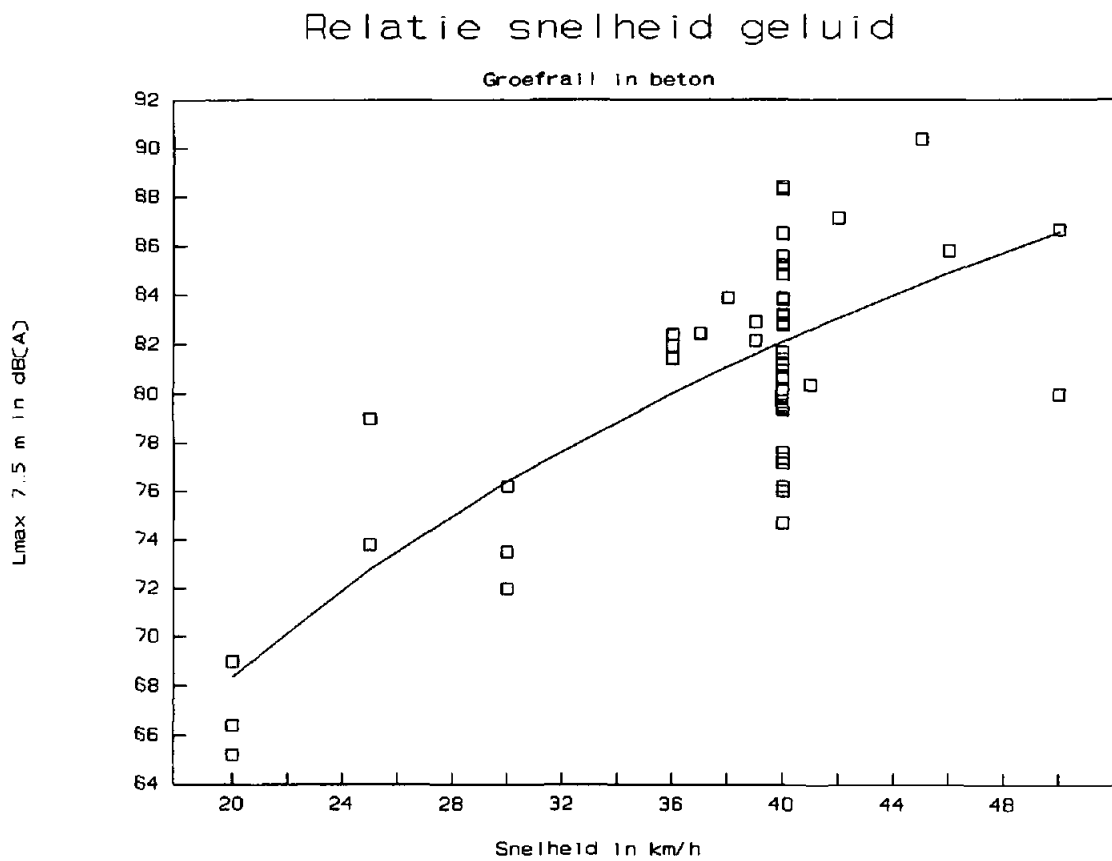
Figuur 2:

de snelheidsafhankelijkheid berekend van alle meetgegevens voor het maximum geluidsniveau. De waarde bedraagt 26. Dit is berekend uit 174 metingen en de correlatiecoëfficiënt bedraagt 56%.



Figuur 3:

de snelheidsafhankelijkheid berekend voor alle metingen met een spoorconstructie bestaande uit vignolerail op betonnen dwarsliggers in grindballast voor het maximum geluidsniveau. De berekende waarde bedraagt 20 bij 58 metingen en een correlatiecoëfficiënt van 37%.



Figuur 4:

de snelheidsafhankelijkheid berekend voor alle metingen met groefrail in beton en asfalt voor het maximum geluidsniveau. De waarde bedraagt 46 bij 56 metingen en een correlatiecoëfficiënt van 76%.

Deel B

Booggeluid

TPD rapport TPD-HAG-RPT-91-0124

Inhoudsopgave

1	Inleiding	3
2	Theorie	4
2.1	Overzicht door Remington	4
2.2	Overzicht door Van Ruiten	7
2.3	Theorie van Fingberg	7
3	Nederlandse rapporten	8
4	Bezoeken bij de Nederlandse Vervoersbedrijven	10
5	Bezoeken in het buitenland	12
6	Conclusies	13

Voorwoord

Het Directoraat-Generaal voor het Vervoer van het Ministerie van Verkeer en Waterstaat heeft opdracht gegeven aan het raadgevend ingenieursbureau Van Dorsser BV om in samenwerking met de Technisch Fysische Dienst TNO-TU Delft een inventariserende studie uit te voeren over tramlawaai. De financiering van het project gebeurt gezamenlijk door het Ministerie van Verkeer & Waterstaat, het Ministerie van Volkshuisvesting Ruimtelijke Ordening en Milieubeheer, het Gemeentevervoersbedrijf Amsterdam, de N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg Maatschappij en de Rotterdamse Elektrische Tram.

Het onderhavige rapport omvat het eindverslag over het onderwerp "Booggeluid" (fase 4). Het werd opgesteld door de TPD, in samenwerking met Van Dorsser BV.

1 Inleiding

Als trams door bogen rijden veroorzaken ze vaak een sterk tonaal geluid. Men duidt dit wel aan met de termen "piepen", "snerpen" of "gillen" van trams in bogen, maar in deze studie gebruiken we hiervoor de term "booggeluid". Naast het "booggeluid" veroorzaakt een tram die door een boog rijdt ook "rolgeluid".

Booggeluid veroorzaakt bij omwonenden veel hinder. Dit uit zich onder andere in klachten die binnenkomen bij de betreffende vervoersmaatschappij. Het beleid van de Nederlandse tramvervoersbedrijven is er dan ook op gericht om het booggeluid te beperken.

In dit rapport wordt eerst een kort overzicht gegeven van de beschikbare theorie over booggeluid (hoofdstuk 2). Vervolgens worden de Nederlandse ervaringen met de bestrijding van booggeluid besproken (hoofdstukken 3 en 4). De basis hiervoor vormen de resultaten van de fasen 1 en 2 van het project (fase 1 = inventarisatie en evaluatie van Nederlandse rapporten; fase 2 = werkbezoeken aan de vier Nederlandse vervoersbedrijven). Vervolgens worden in hoofdstuk 5 de ervaringen van een aantal buitenlandse instellingen aan de orde gesteld. Conclusies volgen in hoofdstuk 6.

2 Theorie

2.1 Overzicht door Remington

Remington publiceerde enkele jaren geleden een artikel waarin hij een overzicht gaf van wat er in theoretisch opzicht over booggeluid op dat moment bekend was (lit. 1). Sindsdien (1987) is die kennis nauwelijks uitgebreid.

Remington constateert dat er in de loop van de tijd drie mogelijke aanstootmechanismen zijn voorgesteld:

- a. schuren van de wielflens tegen de zijkant van de railkop ("flenswrijving")
- b. differentiële slip van het buitenwiel t.o.v. het binnenwiel (die gemonteerd zijn op één starre as)
- c. zogenaamde laterale slip van het wiel op de rail.

Er is volgens Remington tamelijk overtuigend aangetoond dat flenswrijving (a) niet de primaire oorzaak is. Zo is bijvoorbeeld op een rollenbank aangetoond dat met alleen flenswrijving geen booggeluid is op te wekken. Contact van de flens met de rail kan booggeluid zelfs onderdrukken!

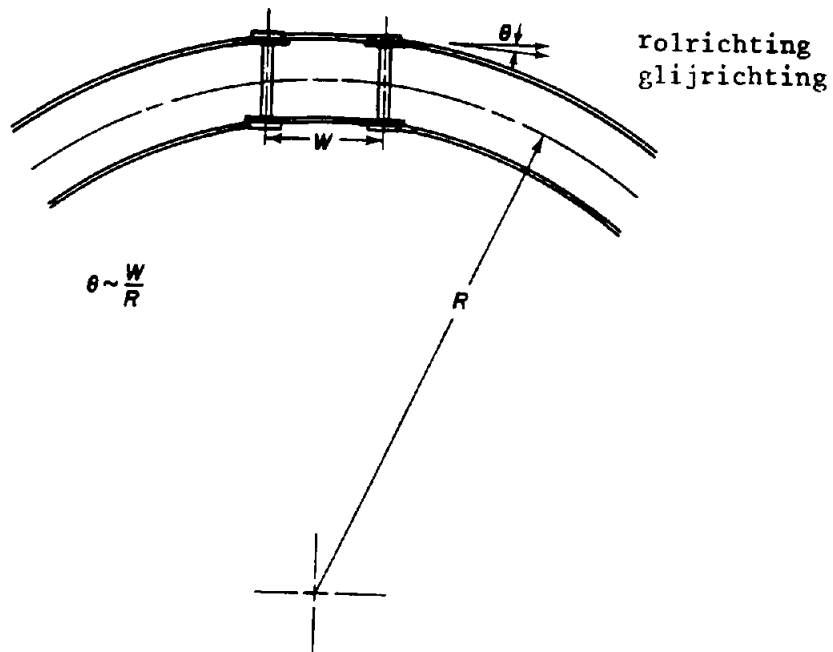
Ook differentiële slip van de wielen (b) is vrijwel zeker niet de oorzaak van booggeluid. Remington geeft hiervoor bewijsmateriaal.

Algemeen wordt volgens Remington aangenomen dat "laterale slip" (c) de belangrijkste oorzaak van booggeluid is.

Om een boog te passeren moeten tramwielen die op een starre as zijn gemonteerd tegelijkertijd rollen en glijden. Tussen deze twee bewegingen bevindt zich een kleine hoek - zie figuur 1. De glijsnelheid gedeeld door de rolsnelheid noemt men de laterale slip. Laterale slip wekt wrijvingskrachten op die, onder bepaalde omstandigheden, aanleiding kunnen geven tot booggeluid. De grootte van de laterale slip wordt bepaald door de radstand W en de straal van de boog R en heeft een waarde tussen W/R en $W/2R$ (hierbij is rekening gehouden met de vervormingen die tijdens het passeren door een boog kunnen optreden).

Remington beschrijft hierna hoe laterale slip aanleiding kan geven tot wisselkrachten. In nauwe bogen ($R/W < 50$) werken deze krachten als een negatieve demping en wordt booggeluid opgewekt. In wijde bogen ($R/W > 100$) is de opgewekte demping positief en worden trillingsverschijnselen juist onderdrukt.

Remington constateert dat het model van negatieve demping te simpel is en wijst op meer realistische "niet-lineaire" theoretische modellen die beschreven zijn door Rudd en door Popp, Schneider en Irretier. Deze modellen leveren een constante sterkte van het booggeluid. In werkelijkheid is booggeluid echter erg variabel en slecht reproduceerbaar.



Figuur 1: De kinematica van booggeluid (lit.1).
 R = boogstraal
 W = radstand (= asafstand)
 θ = hoek tussen rolrichting en de glijrichting

De pieken in het spectrum van booggeluid corresponderen met resonantiefrequenties van (onderdelen van) de wielen. De geluidafstraling gebeurt ook in hoofdzaak door de wielen (verschil met de rail in het algemeen 15 tot 20 dB). De ORE (l'Office de Recherche et d'Essais van de UIC d.w.z. de Union International des Chemins de Fer) heeft gevonden dat demping van de spoorstaven weinig invloed heeft op booggeluid. Remington constateert dat nader onderzoek hier nog op zijn plaats is.

Vervolgens behandelt Remington (kort) de verschillende manieren om booggeluid te beperken:

- verkleining wrijvingscoëfficiënt door smering (water, olie, vet kerosine, enz.;; hebben allemaal hun nadelen)
- wielen met een loopvlak van nikkel-titanium
- oplassingen op de railkop (tegenstrijdige resultaten)
- grote boogstraal ($R/W > 100$)
- gestuurde wielen (geslaagde proef door de Budd Company voor PATCO in de USA)
- vergroting van de demping van wielen (in de praktijk zijn lagere dempingsfactoren dan de theorie voorspelt voldoende om booggeluid te onderdrukken).

Remington constateert tot slot dat de theorie weliswaar enig begrip oplevert over booggeluid maar dat er toch nog veel zwakke plekken in zitten. Hij heeft bijvoorbeeld de volgende vragen.

- a. Wat is de bijdrage van de rail tot de afstraling van booggeluid en onder welke omstandigheden speelt het een rol?
- b. Waarom is booggeluid vaak intermitterend en welke factoren beïnvloeden deze onregelmatigheid?
- c. Waarom geeft de huidige theorie geen goede raming van de demping die nodig is om booggeluid te onderdrukken?
- d. Waarom treedt booggeluid op voor sommige eigenfrequenties van het wiel en niet voor andere?
- e. Is het mogelijk om een aan de lokale omstandigheden aan te passen set maatregelen te ontwikkelen die het probleem oplost, tevens veilig en betrouwbaar is, weinig onderhoud behoeft en de adhesie tussen wiel en rail (die nodig is voor remmen) niet vermindert?

Om deze vragen te beantwoorden is het volgens hem nodig om:

- a. Een beter rekenmodel te ontwikkelen.
- b. Fundamentele laboratoriumstudies over laterale slip uit te voeren.
- c. In de praktijk laterale slip en de bijbehorende krachten te meten.

2.2 Overzicht door Van Ruiten

Van Ruiten gaf in 1986 in een ICG-rapport (lit.2) ook een overzicht van de theoretische en praktische stand van zaken. Over dezelfde stof publiceerde hij in 1988 een artikel in de Journal of Sound and Vibration (lit.3).

Mede op grond van ervaringen in Nederland komt hij in grote lijnen tot dezelfde conclusies als Remington.

2.3 Theorie van Fingberg

In 1990 publiceerde Fingberg een artikel waarin hij een uitbreiding geeft van de tot dan toe bekende modellen (lit. 4). Die uitbreiding betreft de aanstoting door slip, de invloed van railtrillingen en de geluidafstraling. Hij constateert echter dat zijn aanstotingsmodel nog verre van volmaakt is.

3 Nederlandse rapporten

In fase 2 van het project werd een inventarisatie gemaakt van de inhoud van een groot aantal rapporten over in Nederland uitgevoerde praktijkproeven op het gebied van booggeluid. Op het verslag (lit.5) baseren we het hierna volgende.

Het hoofdprobleem van veel van de uitgevoerde onderzoeken is de gebrekkige voor- spelbaarheid en reproduceerbaarheid van booggeluid. M.a.w. booggeluid treedt onregelmatig en intermitterend op en het is vaak onduidelijk waarom er de ene keer wel booggeluid wordt opgewekt en de andere keer niet. In sommige rapporten wordt dan ook opgemerkt dat er eigenlijk geen conclusies kunnen worden getrokken of dat de conclusies onzeker zijn. Toch kan het volgende worden geconcludeerd.

- Toepassing van gestuurde assen vermindert de kans op booggeluid aanzienlijk.
- Bij vochtige of natte spoorstaven treedt meestal geen booggeluid op.
- Wielen van het type SAB-V geven minder vaak booggeluid dan wielen van de typen SAB-St., Bochum-A en Klöckner (allemaal rubbergeveerd).
- Extra demping van wielen werkt, mits aanwezig bij de juiste eigentrilvorm. Praktisch bruikbare uitvoeringen zijn voor trams echter nog niet beschikbaar.
- Absorptiemateriaal op de baan vermindert de geluidemissie naar de omgeving enigszins.
- Oplassing van de rails met een hard materiaal heeft vaak een gunstig effect.
- Oplassing van de rails met een zacht materiaal helpt niet.
- De invloed van het type bovenbouwconstructie op booggeluid is onduidelijk.

Onderling in tegenspraak zijn de verschillende rapporten t.a.v.

- Het optreden van booggeluid bij de binnenste en de buitenste wielen
- De invloed van de rijsnelheid in de boog.

Opmerkelijk en gedeeltelijk in tegenspraak met de in hoofdstuk 2 vermelde theorie zijn de volgende uitspraken en conclusies.

- Snel optrekken en doorrijden door de boog geeft weinig booglawaai. Langzaam rijden of optrekken, vervolgens remmen en weer optrekken in dezelfde boog geeft veel booglawaai. Er moet derhalve gestreefd worden naar halten in recht spoor (RET-rapport Oerl/ML "Onderzoek piepen in bogen van Rotterdamse tramrijtuigen, 1 dec. 1969).
- Bij metingen aan de sneltram te Rotterdam Ommoord bleek de frequentie van een piek in het spectrum van het booggeluid (250 Hz) samen te vallen met de frequentie van een dip in de verticale puntimpedantie van de spoorconstructie (VD-rapport 5792.B "Metingen van booggeluid van de sneltram in Rotterdam Ommoord, 17 juli 1989).
- Bij nieuwe of zeer goed onderhouden bogen is er minder kans op booggeluid dan bij bogen in minder goede conditie (RET-rapport Oerl/ML 1969/1970).
- Het inlassen van een "hard" materiaal op de railkop (AQ Ci-Ni-Ti) vermindert de geluidemissie. Volgens de leverancier berust het principe op het verkleinen van het draagvlak (GMR-rapport 5138.0 "Onderzoek materiaalinvloed booggeluid in Amsterdam", 12 maart 1990).

Wij merken op dat het materiaal zowel een andere elasticiteitsmodulus als een andere wrijvingscoëfficiënt heeft als staal en dat de invloed op booggeluid hier ongetwijfeld sterk mee samenhangt.

De andere hardheid van het materiaal is waarschijnlijk van ondergeschikt belang.

Een rapport dat niet in lit. 5 is meegenomen is het rapport over in 1988 door de TPD uitgevoerde laboratoriumproeven aan een Bochum-wiel, een SAB-wiel (standaard) en een SAB-V-wiel (lit.6). Gemeten werden puntimpedanties, overdrachtsfuncties, trilpatronen en dempingsfactoren. Een belangrijke conclusie van het onderzoek is dat ter vermindering van booggeluid de axiale buigtrilvormen van met name de wielband hoog gedempt moeten zijn. Het SAB-V-wiel is bij frequenties hoger dan 1000 Hz zo sterk gedempt dat eigentrillingen met frequenties in dat gebied veel moeilijker kunnen worden aangestoten dan bij de twee andere wielen. Dit geldt niet voor een eigentrilling bij 521 Hz, en dat is dan ook de enige frequentie waarbij het SAB-V-wiel soms piept. Bij de SAB- en Bochumwielen kan de wielband vrijwel onbelemmerd en laag gedempt trillen. Omdat het SAB-wiel minder stootgeluid veroorzaakt dan de andere wielen werd verder geconcludeerd dat dit wieltype voor wat betreft de booggeluideigenschappen geoptimaliseerd kan worden door verhoging van de demping. In vervolg op dit onderzoek is daarom gefaseerd doorgegaan met onderzoek aan het SAB-wiel. De eerste fase bestond uit een modelproef met een stalen balk die qua buigtrilvormen equivalent is met het wiel (lit.7). Deze proef toonde aan dat het mogelijk is om met sandwichconstructies de demping van de eerste drie eigentrilvormen aanzienlijk te verhogen. Dempingsproeven aan een gemodificeerd SAB-wiel (de tweede fase) lieten zien dat de te bereiken geluidreducties van de eerste drie eigentrilvormen resp. 10, 7 en 5 dB kunnen bedragen ten opzichte van een niet gemodificeerd SAB-wiel (lit.8). De laatste fase van het onderzoek, waarin onder normale bedrijfscondities vastgesteld moet worden hoe effectief de dempingsmaatregel in de praktijk is, moet nog worden uitgevoerd.

Drie andere zeer recente rapporten (lit.12, 13, 14) die niet in lit. 5 zijn meegenomen handelen over het effect van diverse typen blokken die op het lijf en de voet van spoorstaven werden aangebracht. In lit. 12 worden laboratoriumproeven beschreven waarbij op een spoorstaaf van 3 m lengte acht verschillende constructies werden aangebracht. Gemeten werden puntimpedanties en geluidafstraling. De effecten bleken groot: tussen 10 en 19 dB geluidreductie in het voor booggeluid belangrijke frequentiegebied. Eén van deze constructies (blokken van gietasfalt) werd aangebracht op de spoorstaven op de sterk gillende Wittebrug te Den Haag en leverde een grote verbetering (8-9 dB(A) - zie lit.13). Ook de RET deed proeven met twee van deze constructies. Lit.14 geeft een kort verslag van één van deze proeven. Ook in dit geval brachten de blokken een verbetering.

4 Bezoeken bij de Nederlandse Vervoersbedrijven

Bij de bezoeken aan de vier vervoersbedrijven (R.E.T., H.T.M., G.V.B.A., West Nederland) kwamen voor een deel dezelfde ervaringen op tafel die in het vorige hoofdstuk aan de orde kwamen (lit.9). Nieuw waren echter een groot aantal praktische ervaringen met verschillende manieren van smering en ervaringen met diverse bovenbouwconstructies. Opmerkelijk was voorts de algemene overtuiging dat booggeluid vooral optreedt als er een intens contact is tussen de wielflens en de zijkant van de railkop. Hieraan werd vrij algemeen de veronderstelling gekoppeld dat vooral dit contact verantwoordelijk is voor de aanstoting van booggeluid.

Smering

Bij alle ondernemingen vindt smering van bogen plaats met behulp van een smeerauto (Toyota van Railbouw) en soms met de hand. In het algemeen smeert men alle bogen in het net twee of drie keer per week. In Den Haag en Amsterdam worden sommige bogen vaker gesmeerd (tot 2 maal per dag). Men smeert de binnenzijde van de railkop en de lat van de spoorstaven. Men gebruikt een dun smeermiddel (olie) en dat werkt helaas maar kort (enkele uren tot enkele dagen).

Bij de sneltram Utrecht heeft men een geslaagde proef gedaan met flenssmering vanuit de tram en gaat men de helft van de trams hiervan voorzien.

Smering wordt meestal primair toegepast om slijtage te verminderen.

Men gebruikt bij de vier maatschappijen verschillende smeermiddelen en het is niet duidelijk welke hiervan het gunstigst werkt.

Bij de sneltram/metro in Rotterdam wordt smering met grafietvet vanuit vaste smeerpunten langs de baan toegepast. De vermindering van booggeluid is echter onvoldoende.

Bij een natte baan is er geen of weinig booggeluid. Na het opdrogen treedt gedurende korte tijd (ca. 20 minuten) extreem veel booggeluid op (ervaringen R.E.T. en G.V.B.A.). Men brengt dit laatste in verband met het schoongeregende oppervlak van de rail. Daarna raakt het oppervlak weer vervuild door slijpsel, door zand en stof.

Constructie van de bovenbouw

Rotterdam heeft slechte ervaringen met bogen bestaande uit railprofiel RI 60 op buisblokdwarsslagers met Vossloh railklemmen.

De H.T.M., de R.E.T. en het G.V.B.A. hebben alle drie de ervaring dat trams op "openliggende" bogen zeer sterk kunnen "gillen". In Amsterdam heeft men een proef gedaan door een openliggende groefrail te bekleden met een geluiddempend materiaal (Baryfol). Het resultaat was teleurstellend.

Een tegenovergestelde ervaring heeft de R.E.T.: Pahmeijer blokken, vastgelijmd op het lijf van de rail (groefrail, profiel RI 45), verminderen het booggeluid wèl.

In Rotterdam heeft men bij twee bogen de sporen tot de onderkant van de railkop opgevuld met humus en met gras ingezaaid. Er is een duidelijke verbetering maar het booggeluid is niet weg en geeft nog steeds aanleiding tot klachten.

In tegenstelling tot het beweerde in rapport R.E.T. Oerl/ML geven nieuwe bogen in Rotterdam tegenwoordig vaak wèl problemen.

In Amsterdam is in een boog de groef van het buitenbeen opgelast, zodat de tram hier op de flens door de boog rijdt. Het wiel op het binnenbeen bleef echter sterk gillen. Laterale slip is het enige mechanisme dat in dit geval voor de excitatie kan zorgen.

In Utrecht vertonen veel bogen golfslijtage, wat extra booggeluid lijkt te veroorzaken.

Materieel

De R.E.T. wees op nieuwe ontwikkelingen van het rollend materieel die gunstig kunnen zijn t.a.v. booggeluid: draaistellen met enkel aangedreven wielen, draaibare wielstellen en losse draaibare wielen.

5 Bezoeken in het buitenland

Bezocht werden (lit. 10 en 11):

- de Physikalisch-Technische Versuchsanstalt für Wärme- und Schalltechnik te Wenen,
- de Wiener Stadtwerke-Verkehrsbetriebe,
- de Studiengesellschaft für unterirdische Verkehrsanlagen e.v. (STUVA) te Keulen.

De belangrijkste feiten en ervaringen volgen hierna.

In Wenen heeft men het booggeluid van trams tot een minimum beperkt door vóór vele bogen (ook in straten) een vaste smeerinstallatie in te bouwen. Men heeft echter wel een probleem met enige vervuiling van de straat en van het grondwater. Men werkt daarom aan de ontwikkeling van een doseerinstallatie die alleen vet afgeeft als er booggeluid wordt gedetecteerd.

Duits onderzoek heeft duidelijk aangetoond dat extra demping van het wiel een tamelijk effectief middel is om booggeluid te onderdrukken. Verhogen van de demping bij frequenties lager dan 1000 Hz is echter niet eenvoudig.

In Duitsland heeft men laboratoriumonderzoek en praktijkproeven gedaan met dempers op de rail. Er werd een duidelijk effect geconstateerd, maar om booggeluid te voorkomen zijn in het algemeen nog aanvullende maatregelen nodig - zie ook lit.15.

In Duitsland wordt op ruime schaal gewerkt met oplassingen van de spoorstaven in bogen. De ervaringen zijn gemengd (soms wèl, soms geen effect).

In Duitsland zijn belangrijke ontwikkelingen aan de gang op het gebied van draaistellen met gestuurde wielen en draaistellen met onafhankelijk geveerde wielen.

6 Conclusies

Uit het voorgaande blijkt duidelijk dat booggeluid een nog slechts gedeeltelijk begrepen fenomeen is en dat volledig bevredigende praktijkoplossingen nog niet beschikbaar zijn.

Aspecten waarover het theoretisch inzicht duidelijk gebrekkig is zijn de volgende.

- a. De aanstoting.
Is naast laterale slip (ook wel "stick-slip" genoemd) in het loopvlak ook het aanlopen van wielflenzen tegen de zijkanten van de rail een belangrijk aanstootmechanisme?
- b. De invloed van wiel- en railimpedanties.
Wat is de invloed op de aanstoting en wat is de invloed op de verdeling van de trillingsenergie over wiel en rail?
- c. Wordt het spectrum van booggeluid altijd bepaald door wielresonanties of kunnen ook resonanties van een periodiek ondersteunde spoorstaaf soms een rol spelen?
- d. Waarom werkt demping op de rail soms wel en in andere gevallen niet?
- e. Wat is het effect van de "harde" oplossingen? Speelt naast de andere glijdingsmodules ook het kleinere contactvlak een rol?

Door dit gebrek aan theoretisch inzicht is het niet mogelijk om van te voren betrouwbaar te voorspellen wat de invloed is van

- a. wijziging van het railtype
- b. wijziging van de railoplegging
- c. wijziging van de demping van de rail
- d. oplossingen
- d. wijziging van de wielconstructie
- e. slijtage van wielen en rails
- f. gebrekkige ligging en oppervlaktegesteldheid van de rails (onderhoudstoestand).

Er zijn echter ook een aantal zaken die wèl duidelijk zijn:

- a. Smeren helpt vrijwel altijd.
Men smeert altijd aan de zijkanten van de lopende contrarail van de spoorstaaf. Het is echter niet duidelijk in hoeverre de kleine hoeveelheid smeermiddel die als gevolg daarvan op het loopvlak terecht komt mede verantwoordelijk is voor het uiteindelijke effect. De ervaringen met oplossingen, met de invloed van water op de rail en met wat er met booggeluid gebeurt na het opdrogen, wijzen er op dat aanstoting in het loopvlak toch een belangrijke rol speelt.
- b. In de meeste gevallen helpt dempen van het wiel.
Wel moet men zorgen dat de demping wordt aangebracht voor de juiste trilvormen (en dus bij de juiste frequenties). Om dit te bewerkstelligen voor trilvormen met eigenfrequenties lager dan 1000 Hz is niet eenvoudig, en er is voor dat gebied dan ook nog geen bevredigende praktijkoplossing.
- c. In bepaalde gevallen geeft het aanbrengen van extra constructies op het lijf of de voet van de spoorstaaf verbetering. Het is echter nog niet geheel duidelijk wat het fysische mechanisme is dat hier bepalend is.

- d. Trams met gestuurde wielen genereren niet of nauwelijks booggeluid. Dat geldt waarschijnlijk ook voor trams met onafhankelijk geveerde wielen. De ontwikkelingen op dit gebied zijn echter nog gaande en het is niet duidelijk in hoeverre en hoe snel deze systemen in de trampraktijk zullen doordringen.
- e. Toepassing van grote boogstralen helpt (groter dan 100 m).

Onze slotconclusie is dat de huidige theoretische en praktische kennis over booggeluid te gebrekkig is om het probleem op optimale wijze te beteugelen.

Delft, 21 december 1991

Technisch Fysische Dienst TNO-TU Delft

dr.ir. T. ten Wolde

Literatuur

1. P.J. Remington,
"Wheel/rail squeal and impact noise: What do we know? What don't we know?
Where do we go from here?"
J.S. and Vibr. 116, 339-353, 1987.
2. C.J.M. van Ruiten
"Geluidemissie van de trams in Nederland - inventarisatie"
ICG-rapport RL-HR-06-02, 1986.
3. C.J.M. van Ruiten
"Mechanisms of squeal noise generated by trams"
J.S. and Vibr. 120, 245-253, 1988.
4. U. Fingberg
"A model of wheel-rail squealing noise",
J.S. and Vibr. 143, 365-377, 1990.
5. J.J.A. van Leeuwen
"Samenvattende studie tramlawaai-Booggeluid",
Notitie 897447.2, Van Dorsser B.V., 1991.
6. M.G. Dittrich en W.J.A. van Vliet,
"Onderzoek naar het dynamische gedrag van tramwielen in verband met stoot- en
booggeluid", TPD-rapport 723.117, 1989.
7. M.G. Dittrich,
"Demping van het SAB-standaardwiel voor booggeluid, 1e fase onderzoek",
TPD-rapport 823.121, 1989.
8. M.G. Dittrich en W.J.A. van Vliet,
"Demping van het SAB-standaardwiel voor booggeluid, 2e fase onderzoek",
TPD-rapport 923.011, 1989.
9. Verslagen van de werkbezoeken aan de H.T.M., de G.V.B.A. en Omegam, de
R.E.T., de N.V. Verenigd Streekvervoer Westnederland' en de NS.
10. Verslag van het werkbezoek aan de Physikalisch-Technische Versuchsanstalt für
Wärme und Schalltechnik (Wenen) en de Wiener Stadtwerke-Verkehrsbetriebe,
TPD-HAG-RPT-91-0005, 4 januari 1991.
11. Verslag van het werkbezoek aan STUVA te Keulen, TPD-HAG-RPT-91-0010, 15
februari 1991.

12. M.J.J. Santbergen, J.J.A. van Leeuwen en J. Keijzer, "Geluid-, trilling- en impedantiemetingen van spoorstaven voorzien van verschillende soorten materialen", Van Dorsser, rapport 901446.A, 10 september 1991.
13. M.J.J. Santbergen, J.J.A. van Leeuwen en J. Keijzer, "Geluidmetingen Wittebrug te 's-Gravenhage", Van Dorsser, rapport 911410.A, 10 juli 1991.
14. B.B. Kijlstra en E. Ebbenhout, "Rapport geluidmetingen op de Heer Bokelweg", RET, 14 november 1991.
15. F. Krüger, Forschungsprogramm Lärminderung im Schienenverkehr, Teil 2, UITP-Revue 4/89, Nov. '89 - Jan. '90.

Deel C

Stootgeluid

Van Dorsser rapport 897447.EI

<u>Inhoud</u>	<u>Blad</u>	
0	Voorwoord	3
1	Inleiding	3
2	Beknopt overzicht van de theorie en algemene principes	4
3	Inventarisatie van metingen en praktijk van stootgeluid	5
3.1	Traminvloeden	6
3.1.1	Ruwheid van de wielen	6
3.1.2	Snelheid van de tram	6
3.1.3	Tramconstructie	7
3.1.4	De draaistelconstructie	8
3.1.5	De wielconstructie	8
3.2	Bovenbouwinvloeden	8
3.2.1	Ruwheid van de spoorstaaf	8
3.2.2	Slijpen en onderhoud van het spoor	9
3.2.3	Spoorgeometrie	9
3.2.4	Bovenbouwconstructie	10
3.2.5	De akoestische omgeving	10
3.2.6	Geluidsschermen langs de spoorbaan	11
3.3	Andere factoren die van invloed kunnen zijn op de geluidemissie	11
4	Conclusies	11
4.1	Aspecten met een gebrekkig inzicht	11
4.2	Duidelijke aspecten	12
4.3	Slotconclusie	13
Aantal bladen tekst		13
Literatuurlijst		1
Figuren		1

0 Voorwoord

Het Ministerie van Verkeer en Waterstaat heeft opdracht gegeven aan Van Dorsser b.v. om, in samenwerking met de Technisch Fysische Dienst TNO-TU, een inventarisatie uit te voeren van de metingen en de aanwezige praktische kennis van tramlawaai.

De financiering van het project gebeurt gezamenlijk door het Ministerie van Verkeer en Waterstaat, het Ministerie van Volkshuisvesting, Ruimtelijke Ordening en Milieubeheer, het Gemeentevervoerbedrijf Amsterdam, de N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg-Maatschappij en de Rotterdamse Elektrische Tram.

Onderhavig rapport omvat het eindrapport over het onderwerp 'stootgeluid'. Het is opgesteld door Van Dorsser b.v. in samenwerking met de Technisch Fysische Dienst TNO-TU.

1 Inleiding

Stootgeluid is het impulsvormige geluid van een rijdende tram als gevolg van het rijden over een railonderbreking, het rijden over een kruising of over een wissel. Ook het rijden op een ononderbroken spoorstaaf met platte of vlakke kanten op de wielbanden veroorzaakt stootgeluid.

Stootgeluid kan aanleiding geven tot klachten van gehinderde omwonenden bij een vervoersmaatschappij.

Dit rapport geeft naast de nu bekende theorie over het ontstaan van stootgeluid, conclusies uit de tot nu toe in Nederland uitgevoerde metingen. Deze conclusies zijn aangevuld met informatie die is verkregen uit bezoeken welke zijn afgelegd bij:

- Gemeentevervoerbedrijf Amsterdam;
- N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg-Maatschappij;
- Rotterdamse Elektrische Tram;
- N.V. Verenigd Streekvervoer Westnederland en N.V. Nederlandse Spoorwegen;
- Physikalisch-Technische Versuchsanstalt für Wärme- und Schalltechnik te Wenen;
- Wiener Stadtwerke-Verkehrsbetriebe;
- Studiengesellschaft für unterirdische Verkehrsanlagen e.v. (STUVA) te Keulen.

Het rapport besluit met een overzicht van effectieve maatregelen tegen stootgeluid.

2

Beknopt overzicht van de theorie en algemene principes

Door een discontinuïteit van het loopvlak van het wiel of van de spoorstaaf worden trillingen in wiel en rail opgewekt. Deze trillende oppervlakken zullen vervolgens geluid afstralen. Dit soort geluid-opwekking wordt stootgeluid genoemd.

Er is een sterke verwantschap tussen rolgeluid en stootgeluid. Het mechanisme van het in trilling komen van wiel en rail is bij stootgeluid tot op grote hoogte analoog aan dat van rolgeluid. Daarnaast is ook de geluidafstraling van wiel en rail en het mechanisme voor geluidoverdracht tot op grote hoogte analoog. Het onderscheid tussen rolgeluid en stootgeluid is gelegen in de mate van ruwheid. Bij rolgeluid vindt aanstoting plaats door de ruwheid die altijd op het loopvlak van wiel en rail aanwezig is. Bij stootgeluid spelen grote discontinuïteiten een rol.

De theoretische kennis van rolgeluid en dus ook van stootgeluid is nog niet geheel sluitend. Voor rolgeluid is in de afgelopen jaren een groot aantal proeven gedaan om de kennis op praktische wijze te vergroten. Er zijn veel minder proeven naar stootgeluid uitgevoerd.

Bij stootgeluid is er dus sprake van aanstoting door een extreem grote ruwheid van het loopvlak van het wiel of van de spoorstaaf. Deze grote ruwheid (discontinuïteit) kan aanwezig zijn bij een railonderbreking, een wissel of een kruising of bij een vlakke of platte kant van het loopvlak van het wiel. Met een wissel wordt bedoeld het totaal bestaande uit een tong-, een punt- en/of hartstuk.

Bij stootgeluid kan sprake zijn van een ruwheid (discontinuïteit) met een hoogte/diepte tot circa enige tientallen millimeters en met een lengte tot circa 30 mm (bij haakse kruisingen).

Bij rolgeluid is sprake van een ruwheid tot circa 15 μm à 150 μm (met golflengten tot circa 200 mm), waarbij de grofste vorm golfslijtage genoemd wordt.

Als gevolg van een discontinuïteit van het loopvlak ontstaat een grote pulsformige kracht, die zowel wiel als rail zal aanstoten. Deze kracht is het gevolg van de opgedrongen verplaatsing. Deze kracht veroorzaakt op zijn beurt een trilling in wiel en rail. Door het in trilling zijn van wielen en spoorstaven zal geluid worden afgestraald. In figuur 1 is aangegeven op welke manieren stootgeluid kan ontstaan.

Stootgeluid kan bij een discontinuïteit soms verdwijnen bij een hogere rijsnelheid. Dit is afhankelijk van de geometrie van de discontinuïteit van de rail of van de vlakke kant van het wiel.

Aangezien in het algemeen de rijsnelheden van trams in de praktijk nooit hoger zijn dan circa 60 km/h, kan echter aangenomen worden dat dit verschijnsel niet optreedt.

De aanstoting, waardoor stootgeluid ontstaat, vindt niet alleen plaats in verticale richting. Ook in horizontale richting kan een pulsformige aanstoting plaatsvinden. Beide richtingen zijn in principe onafhankelijk van elkaar, maar er kunnen zich situaties voordoen waar in beide richtingen tegelijk een aanstoting plaatsvindt zodat meer geluid ontstaat.

3 Inventarisatie van metingen en praktijk van stootgeluid

In de afgelopen jaren is een klein aantal geluidmetingen uitgevoerd aan in Nederland rijdende trams, rijdend over een railonderbreking of kruising.

Over het algemeen zijn deze metingen onder praktijkomstandigheden verricht.

Alle metingen zijn zoveel mogelijk volgens het meetvoorschrift uit ICG-rapport RL-01-01 uitgevoerd.

In de volgende paragrafen zijn conclusies verwerkt van deze metingen, aangevuld met de kennis, verworven tijdens bezoeken aan de in de inleiding genoemde bedrijven. Deze conclusies worden gepresenteerd aan de hand van de volgende factoren die het geluid beïnvloeden.

Traminvloeden:

- ruwheid van de wielen;
- snelheid van de tram;
- tramconstructie;
- draaistelconstructie;
- wielconstructie.

Bovenbouwinvloeden:

- ruwheid van de spoorstaaf;
- slijpen en onderhoud van het spoor;
- spoorgeometrie;
- bovenbouwconstructie;
- akoestische omgeving;
- geluidsschermen langs de trambaan.

Overige factor:

- belading van de tram.

3.1 Traminvloeden

3.1.1 Ruwheid van de wielen

Er mag verwacht worden dat de 'normale' ruwheid van de wielband geen invloed heeft op stootgeluid.

Uiteraard hebben vlakke kanten een zeer grote invloed op het ontstaan van stootgeluid.

Deze vlakke kanten kunnen zeer snel ontstaan, bijvoorbeeld na een noodstop. In Amsterdam is geconstateerd dat geen grotere ruwheid opgebouwd wordt door rijden op vlakke spoorstaven als er geen noodstoppen en dergelijke plaatsvinden.

De maatregelen die getroffen worden na het constateren van een vlakke kant verschillen per vervoersbedrijf. Het ene bedrijf laat de tram normaal doorrijden. Het andere bedrijf neemt de tramwagen vrijwel direct uit de dienst. Vooral in Wenen worden veel vlakke kanten geconstateerd. Hier beoordeelt het vervoersbedrijf alleen bij het algemene halfjaarlijkse onderhoud of de wielen geslepen moeten worden.

Door het ontstaan van vlakke kanten neemt het geluid van een rollend wiel ook toe. Een verhoging van rolgeluid vindt plaats naarmate de laatste onderhoudsbeurt langer geleden heeft plaatsgevonden of door andere vormen van onrondheid.

Het is moeilijk de invloed van vlakke kanten van andere vormen van onrondheid te scheiden.

Het verdient de voorkeur, onderhoud te plegen op basis van werkelijke ruwheid. Overwogen moet worden of een wielruwheidsmeter hierbij toegepast kan worden.

3.1.2 Snelheid van de tram

In het algemeen blijkt uit de metingen dat een relatie bestaat tussen de snelheid van de tram en de geluidemissie in dB(A).

Indien alleen maar sprake is van rolgeluid zijn de waarden voor de snelheidsafhankelijkheid relatief laag.

Indien er meer herkenbaar en hoorbaar stootgeluid wordt waargenomen, worden er over het algemeen hogere waarden voor de snelheidsafhankelijkheid gevonden. Dit komt bijvoorbeeld door de aanwezigheid van vlakke kanten.

Ook blijkt, dat bij een slechte conditie van zowel het spoor als de tram het geluidsniveau bij een hogere rijsnelheid meer toeneemt dan 30 maal de logaritme van de rijsnelheidsverhouding. Dit is onder andere het geval bij slingeren en bij een sterk verhoogde ruwheid van wiel en spoorstaaf.

Opgemerkt moet worden dat volgens de theorie stootgeluid soms kan verdwijnen bij een hogere snelheid, maar in de praktijk kan aangenomen worden dat dit verschijnsel niet optreedt.

3.1.3 Tramconstructie

Er zijn indicatieve metingen gedaan om de verschillende tramtypen te vergelijken op stootgeluid. Deze metingen zijn verricht op verschillende locaties en bij een wisselende discontinuïteit.

Het ontstaan van vlakke kanten op de wielen moet zoveel mogelijk worden tegengegaan door een goed werkende anti-slipinrichting. Een anti-slipinrichting is aangebracht op alle moderne tramwagens. Deze voorziening moet in werking treden zowel bij het optrekken als bij het remmen van de tram.

De ervaring bij vervoersbedrijven is wel, dat een anti-slipinrichting een agressiever rijgedrag van de bestuurder tot gevolg heeft. Dit rijgedrag heeft tot gevolg dat er (sneller) een verhoogde ruwheid ontstaat.

In Wenen wordt geluid gereduceerd door schorten en door geluidabsorberend materiaal.

Aan de zijkant van de tram worden schorten aangebracht. Tevens worden schorten aan de draaistellen aangebracht. Aan de onderkant van de trambak en aan de binnenzijde van de schorten wordt geluidabsorberend materiaal aangebracht.

Ook in Duitsland heeft men goede resultaten met vergelijkbare maatregelen.

3.1.4 De draaistelconstructie
.....

Er zijn geen metingen gedaan waarin de invloed van het draaistel op stootgeluid is nagegaan.

3.1.5 De wielconstructie
.....

Bij geluid- en trillingmetingen aan Haagse trams op een aantal kruisingen is vastgesteld, dat het maximum geluidsniveau ten gevolge van het rijden over kruisingen over het algemeen hoger is bij trams met SAB-V wielen dan met SAB-R wielen. Het verschil in geluidemissie van de twee wieltypen is kruisingafhankelijk. De gevonden verschillen variëren tussen -1 en 4 dB(A), waarbij het SAB-V wiel ongunstiger is.

Een wijziging in de wielconstructie zal naast een wijziging in de impedantie en eventueel een wijziging van het aanrakingsoppervlak wiel-rail, een verandering geven van de trilvormen van wielkern en wielband.

Hierbij is zeker, dat het vermijden van resonanties tot gevolg heeft, dat er bij deze frequenties minder hoge trillingsniveaus ontstaan. Dit leidt tot een verlaagde geluidafstraling.

Het verhogen van de demping van het wiel heeft tot gevolg dat meer trillingsenergie omgezet wordt in warmte.

3.2 Bovenbouwinvloeden

3.2.1 Ruwheid van de spoorstaaf
.....

In 's-Gravenhage, Amsterdam en Rotterdam is voor een willekeurige railonderbreking de geluidemissie gemeten.

Er is vastgesteld dat de geluidemissie van stootgeluid van een Haagse tram van het type PCC-1100 en PCC-1300 circa 2,5 dB(A) hoger is dan van rolgeluid. Een tram van het type GTL-8 met SAB-V wielen heeft maximaal circa 16 dB(A) hogere waarden voor stootgeluid dan voor rolgeluid.

De geluidemissie van stootgeluid van een Amsterdamse tram is circa 4 dB(A) hoger dan voor rolgeluid.

In Rotterdam is het stootgeluid circa 2,5 dB(A) hoger dan het rolgeluid.

Opgemerkt moet worden dat deze getallen beperkte informatie geven. De grootte van de discontinuïteit van het railoppervlak en de ruwheid van wiel en rail staan namelijk niet in de meetrapporten vermeld.

Uit metingen in de praktijk blijkt dat er een sterke samenhang is tussen spoorstaafoneffenheid en geluidsniveau. Dit komt omdat een railonderbreking en een wissel of kruising goed waarneembaar is. De oorzaak van stootgeluid is daarmee direct aan te wijzen.

Het zal duidelijk zijn dat door het opheffen van de aanstoting - bijvoorbeeld door de toepassing van verhoogde groeven - de pulsvormige aanstoting minder zal zijn, of zelfs in het geheel niet meer zal voorkomen.

Verhoogde groeven vergen echter zeer veel onderhoud. En slecht onderhouden verhoogde groeven zijn op zich weer een bron van stootgeluid.

De aanstoting kan opgeheven worden door verdiepte groeven in combinatie met bredere wielbanden. Dit kan echter alleen toegepast worden bij kruisingen of wissels onder een bepaalde hoek. Bij kruisingen of wissels tot een hoek van 30° zal vrijwel geen stootgeluid optreden. Ook hier blijkt goed onderhoud van groot belang.

3.2.2 Slijpen en onderhoud van het spoor

Goed onderhoud van de bovenbouw is een belangrijke factor om geluid te beperken.

Door de aanwezigheid van vuil op de rail, bijvoorbeeld door bladeren in de herfst, wordt de kans op slagpaten in het loopvlak van de spoorstaaf verhoogd.

Bij een visuele controle in combinatie met een controle op het gehoor (kijken, luisteren en gezond verstand) is snel en eenvoudig vast te stellen waar stootgeluid voorkomt en wat de oorzaak ervan is.

Slijpen behoort tot het onderhoud van de trambaan.

3.2.3 Spoorgeometrie

Er zijn geen gegevens bekend waaruit de relatie blijkt tussen spoorgeometrie en stootgeluid.

Wel kan verwacht worden, dat, bijvoorbeeld bij sterke slingering, stootgeluid geproduceerd wordt. Hierbij kan namelijk sprake zijn van een sterkere aanstoting in het horizontale vlak.

3.2.4 Bovenbouwconstructie
.....

Een tram kan wissels en kruisingen passeren, rijdend op de flens van het wiel. Dit is mogelijk door plaatselijk verhoogde groeven toe te passen.

Ook kunnen de loopvlakken van de wielen worden verbreed, zodat het wiel bij kruisingen met een kleine hoek op de kop van de spoorstaaf blijft rijden.

Verder is het bij de constructie van wissels mogelijk stootgeluid te vermijden. Dit kan onder andere door het aanbrengen van onderliggende wisseltongen.

Stootgeluid ten gevolge van railonderbrekingen kan met liplassen voorkomen worden. Dit is onder andere toepasbaar bij beweegbare bruggen.

Liplassen dienen tevens ter voorkoming van thermische spanningen in de spoorstaaf.

Hierbij zal ook de verbreding van de loopvlakken van wielbanden extra positief kunnen werken.

3.2.5 De akoestische omgeving
.....

De overdracht van het geluid, dat via een of meerdere reflecties bij de ontvanger komt, kan door absorptie verminderd worden.

Deze absorptie kan onder en naast de tram worden toegepast.

Door geluidabsorberend materiaal tussen en naast de spoorstaven, zoals gebroken grind, steenslag en geluidabsorberende betonplaten, is een geluidemissiereductie te bereiken van 4 à 5 dB(A).

3.2.6 Geluidsschermen langs de spoorbaan
.....

Er zijn geen metingen bekend waarbij de invloed van geluidsschermen specifiek voor stootgeluid is onderzocht. Wel zijn metingen met rolgeluid bekend.

In het algemeen wordt gesteld dat het effect van de afscherming afhangt van:

- de hoogte van het scherm ten opzichte van de hoogte van de bron;
- de afstand tussen bron en geluidsscherm;
- de afstand tussen waarnemer en geluidsscherm; en
- de schermhoogte.

Het effect van plaatsing van een geluidsscherm kan oplopen tot maximaal 10 tot 15 dB(A) afhankelijk van bovengenoemde factoren.

3.3 Andere factoren die van invloed kunnen zijn op de geluidemissie

Theoretisch kan alleen nog de belasting op het spoor van invloed zijn op de geluidemissie. Er zijn hierover geen gegevens uit metingen bekend.

De invloed van de belasting op het spoor moet gezien worden als de statische en dynamische massa van het tramwiel. Hierbij spelen onder andere de afgeveerde en niet afgeveerde massa van het tramwiel en van het draaistel mee.

Voor de lage frequenties is de niet afgeveerde massa bij benadering gelijk aan de massa van de wielstellen en de massa van dat deel van het draaistel onder de primaire vering.

Voor de hogere frequenties is de niet afgeveerde massa bij benadering gelijk aan de wielband.

4 Conclusies

4.1 Aspecten met een gebrekkig inzicht

In deze paragraaf zijn onzekere aspecten of aspecten waarover gebrekkig inzicht in zowel theorie als praktijk bestaat, samengevoegd.

De volgende punten zijn de 'witte' vlekken in de praktische kennis over stootgeluid.:

- er is geen optimale onderhoudsprocedure voor het wiel noch voor de trambaan bekend. Er is geen goed inzicht hoe onderhoud gekwantificeerd moet worden en welke factoren daarbij moeten worden beschouwd;
- onbekend is hoe precies de relatie is tussen de emissie van stootgeluid en de impedantie van wiel en rail;

- een slechte ligging van de spoorstaven (vetergang) geeft meer stootgeluid dan een vlakke en rechte trambaan. In de huidige praktijk blijkt de kwaliteit van de ligging van de spoorstaven niet gekwantificeerd te zijn.

4.2 Duidelijke aspecten

In deze paragraaf wordt samengevat welke praktische maatregelen leiden tot een vermindering van het stootgeluid. Deze maatregelen zijn:

- het bezitten van een recht en vlak spoor met gladde spoorstaven zonder oneffenheden of onderbrekingen is een voorwaarde voor een zo laag mogelijke emissie van stootgeluid;
- het voorkomen van vlakke plaatsen door:
 - het toepassen van een goed werkende slijpbeveiliging die zowel bij optrekken als bij remmen actief is;
 - het instrueren van een juist rijgedrag;
 - juist onderhoud;
- het zodanig uitvoeren van kruisingen en wissels, dat in combinatie met brede wielbanden een overloopsituatie ontstaat;
- het toepassen van wielen met een goede radiale trillingsisolatie tussen wielband en wielkern. Dit zijn wielen met een lage niet-afgeveerde massa (zoals bijvoorbeeld het SAB-R wiel).

Daarnaast zijn de ook voor rolgeluid toegepaste maatregelen effectief. Tot deze maatregelen behoren:

- het toepassen van recht en vlak spoor met gladde spoorstaven;
- het effectief onderhouden van de wielen door slijpen zodra vlakke kanten of andere onrondheden optreden (hierdoor kan een toename van het geluidsniveau met 4 à 5 dB(A) worden voorkomen);
- het effectief onderhouden van de spoorstaven door slijpen (hierdoor kan een toename van het geluidsniveau met (soms wel) 10 dB(A) worden voorkomen);
- het toepassen van spoorconstructies met akoestische absorptie tussen en naast de spoorstaven zoals zand met gras, gebroken grind of steenslag of een klinkerbestrating;
- het vermijden van een starre directe spoorstaafbevestiging op een betonplaat;
- het toepassen van geluidabsorberende schorten aan de tram, samen met geluidabsorptie onder de wagenbak;
- het plaatsen van geluidsschermen.

4.3 Slotconclusie

Onze slotconclusie is, dat de huidige theoretische en praktische kennis van stootgeluid van trams voldoende is. Deze kennis kan in de praktijk effectief toegepast worden om stootgeluid te beperken.

V A N D O R S S E R

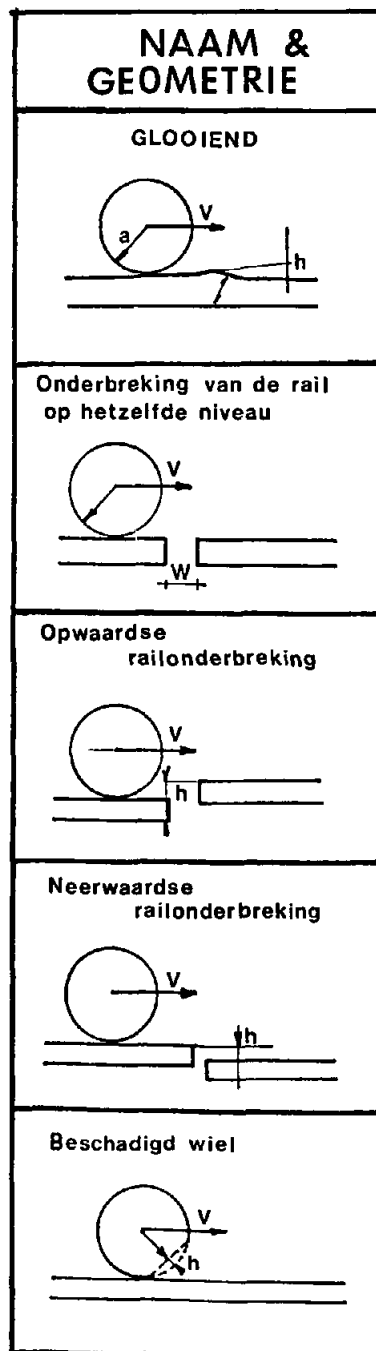
ir. S. Riemens n.i.

ing. J.J.A. van Leeuwen

Literatuur

1. Paul J. Remington,
Wheel/rail noise generation mechanisme,
Publication workshop rolling noise generation, Berlijn,
10/11 oktober 1989.
2. David J. Thomson,
Wheel/rail noise: Theoretical modelling of the generation of
vibrations,
University of Southampton 1990.
3. C.J.M. van Ruiten,
Geluidemissie van de Nederlandse trams,
TPD rapport 307.871, 1984.
4. M.G. Dittrich en Van Vliet,
Onderzoek naar het dynamisch gedrag van tramwielen in verband met
stoot- en booggeluid,
TPD rapport 723.117 1989.
5. E. Schneider,
Schwingungsverhalten und schallabstrahlung von Schienenrädern,
Fortschrittberichte VDI Reihe 11 Nr. 74, 1985.
6. VDI-Richtlinien 2716,
Geräuschsituation bei Stadtbahnen,
1975.
7. J.J.A. van Leeuwen,
Samenvattende studie tramlawaai -rolgeluid-
(Werkdocument),
Notitie 897447.1 Van Dorsser b.v. 1990.
8. J.J.A. van Leeuwen, T. ten Wolde,
Verslagen bezoeken vervoersbedrijven in Nederland in het kader van
de samenvattende studie tramlawaai, (Werkdocumenten),
Verslag 897447.V01 Van Dorsser b.v. d.d. 9 augustus 1991,
betreffende het bezoek bij de HTM plus erratum Le897447.AR1
7 januari 1992,
Verslag 897447.V02 Van Dorsser b.v. d.d. 9 april 1991, betreffende
het bezoek bij de RET,
Verslag 897447.V03 Van Dorsser b.v. d.d. 9 april 1991, betreffende
het bezoek bij de GVB in Amsterdam,
Verslag 897447.V04 Van Dorsser b.v. d.d. 10 januari 1991,
betreffende het bezoek bij Westnederland/NS.
9. T. ten Wolde, J.J.A. van Leeuwen,
Verslagen bezoeken buitenland in het kader van de samenvattende
studie tramlawaai,
(Werkdocumenten),
Verslag TPD-HAG-RPT-91-0005 TPD-TU Delft 1991, betreffende de
bezoeken bij de Physikalisch-Technische Versuchsanstalt für Wärme-
und Schalltechnik en de Wiener Stadtwerke-Verkehrsbetriebe te
Wenen,
Verslag TPD-HAG-RPT-91-0010 TPD-TU Delft 1991. betreffende het
bezoek bij de Studiengesellschaft für unterirdische
Verkehrsanlagen e.v. (STUVA) te Keulen.

Figuur 1: Overzicht van de mogelijke oorzaken van stootgeluid.
 (C.J.M. van Ruiten / I.L. Vér)



V - Snelheid

h - Hoogte

W - Afstand

a - Straal v/h wiel

Deel D

Trillingen

Van Dorsser rapport 897447.EO

<u>Inhoud</u>	<u>Blad</u>
0	Voorwoord 3
1	Inleiding 3
2	Beknopt overzicht van de theorie en algemene principes 4
2.1	Algemeen 4
2.2	Voortplanting van de trillingen door de bodem 6
2.3	Overdracht trillingen naar en in de woningen en gebouwen 7
3	Beoordelingscriteria trillinghinder 7
4	Inventarisatie van de trillingmetingen 8
4.1	Traminvloeden 9
4.1.1	Ruwheid van de wielen 9
4.1.2	Snelheid van de tram 9
4.1.3	De wielconstructie 9
4.1.4	Tramconstructie 10
4.2	Bovenbouwinvloeden 10
4.2.1	Ruwheid van de spoorstaaf 10
4.2.2	Slijpen en onderhoud van het spoor 10
4.2.3	Ligging van het spoor 11
4.2.4	Bovenbouwconstructie 11
4.3	Beïnvloeding van de trillingoverdracht 12
4.4	Andere factoren die van invloed kunnen zijn op de trillingemissie 13
5	Conclusies 13
5.1	Aspecten met een gebrekkig inzicht 13
5.2	Duidelijke aspecten 14
5.3	Slotconclusie 14
Aantal bladen tekst 15	
Literatuurlijst 1	
Figuren 7	
Bijlage 1	

0 Voorwoord

Het Ministerie van Verkeer en Waterstaat heeft opdracht gegeven aan Van Dorsser b.v. om in samenwerking met de Technisch Fysische Dienst TNO-TU een inventarisatie uit te voeren van de metingen en de aanwezige praktische kennis van tramlawaai.

De financiering van het project gebeurt gezamenlijk door het Ministerie van Verkeer en Waterstaat, het Ministerie van Volkshuisvesting, Ruimtelijke Ordening en Milieubeheer, het Gemeentevervoerbedrijf Amsterdam, N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg-Maatschappij en de Rotterdamse Elektrische Tram.

Onderhavig rapport omvat het eindrapport over het onderwerp 'trillingen'. Het is opgesteld door Van Dorsser b.v. in samenwerking met de Technisch Fysische Dienst TNO-TU.

1 Inleiding

Onder een trilling wordt verstaan een periodieke beweging van deeltjes. Trillingen van het medium lucht is geluid. Trillingen van een vloer of wand worden door de mens als voelbare trillingen ervaren. Tevens wordt door trilling van een vloer of wand geluid opgewekt dat een laagfrequent karakter heeft.

Het voorbijrijden van een tram veroorzaakt trillingen. Deze trillingen worden door een vast medium overgedragen. Dit medium is de bovenbouwconstructie, de bodem en een gebouw of woning met een staal- of betonconstructie. De trillingen belasten vervolgens de ruimten waar mensen gehinderd kunnen worden.

De trillingsbron is te karakteriseren door de trillingemissie. Bij passerende railvoertuigen is de bovenbouwconstructie als bron te beschouwen. In figuur 1 is hiervan een schema gegeven.

Goed beschouwd is de werkelijke bron van trillingen van passerende trams het in trilling komen van wielen en spoorstaven. In dit rapport echter wordt onder trillingemissie van een passerende tram verstaan: de uitstraling van trillingen vanuit de bovenbouwconstructie in een vast medium, zoals de bodem, ten gevolge van het voorbij rijden van een tram.

De theorie over de oorzaak van trillingen is nog niet geheel sluitend. Er zijn in de afgelopen jaren een aantal proeven gedaan om deze kennis op praktische wijze te vergroten.

Dit rapport geeft, naast de nu bekende theorie over de oorzaak van trillingen, conclusies uit de tot nu toe uitgevoerde metingen, aangevuld met de informatie verkregen uit de bezoeken afgelegd bij:

- Gemeentevervoerbedrijf Amsterdam;
- N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg-Maatschappij;
- Rotterdamse Elektrische Tram;
- N.V. Verenigd Streekvervoer Westnederland en N.V. Nederlandse Spoorwegen;
- Physikalisch-Technische Versuchsanstalt für Wärme- und Schalltechnik te Wenen;
- Wiener Stadtwerke-Verkehrsbetriebe;
- Studiengesellschaft für Unterirdische Verkehrsanlagen e.v. (STUVA) te Keulen.

2 Beknopt overzicht van de theorie en algemene principes

2.1 Algemeen

Trillingen ontstaan door het bewegen van wielen en spoorstaven. Het mechanisme van het ontstaan van deze trillingen is overeenkomstig de opwekking van trillingen van wiel en rail bij rol- en stootgeluid. Door de mechanische verbinding van de spoorstaaf met de ondergrond worden hier echter de trillingen overgedragen op de omgeving. In figuur 2 is het principe van het opwekkingsmechanisme aangegeven. De opwekking van trillingen van de rail, als gevolg van de krachten door de wiel/rail interactie, is overeenkomstig met het mechanisme van rol- en stootgeluid. Vervolgens is het overdracht-principe via de bovenbouwconstructie, bodem en gebouwconstructie aangegeven. Onderaan de figuur is aangegeven via welke weg er mogelijk hinder ontstaat.

De emissie van de trillingen van een trambaan kan worden beschouwd als die energie die door de bovenbouwconstructie wordt geëmitteerd. De immissie vindt plaats bij de woningen of gebouwen waar de mens (of trillingsgevoelige machines) gehinderd wordt.

Bij situaties in de praktijk waar klachten zijn omtrent hinder, blijken trillingen in het frequentiegebied tussen 15 en 150 Hz het meest voor te komen. Om een indicatie te krijgen van de betrokken golflengten is het volgende overzicht gegeven:

De golflengten voor de oppervlaktegolven in grondlagen (Rayleighgolven) zijn circa:

- 5 tot 13 m bij 15 Hz en
- 0,5 tot 1,3 m bij 150 Hz.

In de grond is de golflengte voor de drukgolf gelijk aan circa:

- 100 tot 200 m bij 15 Hz en
- 10 tot 20 m bij 150 Hz.

De waarde van de golflengten wordt onder andere bepaald door de samenstelling van de bodem.

De trillingen worden overgedragen naar woningen en gebouwen via de grondlagen. Ook de mate van overdracht van de trillingen wordt onder andere bepaald door de samenstelling van de bodem. Zand en rotsachtige bodem dragen zeer waarschijnlijk meer trillingen over dan een veenachtige bodem. Er zijn geringe gegevens bekend omtrent de exacte bodeminvloed. Een andere overdrachtsweg van de trillingen is via een meer directe koppeling, zoals via het wegdek of een betonconstructie.

Door de immissie van trillingen kunnen mensen op woon of werkplek mogelijk gehinderd worden. Deze trillingen worden door de mens op twee manieren ervaren, namelijk als voelbare trillingen of als laagfrequent geluid.

Voelbare trillingen worden ervaren door bewegingen van de vloer van een woning of gebouw. Deze bewegingen kunnen plaatsvinden in het frequentiegebied tussen 2 en 80 Hz. De perceptiegrens voor de gemiddelde mens ligt ongeveer bij trillingen met een sterkte van 0,1 mm/s ofwel een snelheidsniveau van 100 dB t.o.v 1 nm/s. Trillingen bij frequenties lager dan circa 6 Hz worden door de mens minder sterk ervaren.

Voelbare trillingen kunnen gemeten worden volgens de DIN 4150 'Erschütterungen im Bauwesen'. Hierin is een perceptiecurve vastgelegd. Volgens deze zogenaamde KB curve kunnen trillingen beoordeeld worden. De curve $KB = 0,1$ ofwel een KB gewogen snelheidsniveau (L_{KB}) van 100 dB komt overeen met de voelbaarheidsgrens voor de gemiddelde mens. Trillingsniveaus hoger dan 100 dB zijn voelbaar voor de gemiddelde mens.

Laagfrequent geluid in woningen of gebouwen is te beschrijven als geluid veroorzaakt door trillingen van wanden en vloeren. Een tram-, sneltram- of metropassage zal door de mens als 'dreunend' of 'donderend' beschreven worden.

In principe wordt als gevolg van trillingen door een tram ook hoogfrequent geluid (frequenties hoger dan 500 Hz) geëmitteerd. Dit aandeel van de trillingsenergie wordt al dicht in de buurt van de bron weggefilterd. Dit is het gevolg van de elastische eigenschappen van de bovenbouwconstructie en de opbouw van de grondlagen. Over het algemeen zullen alleen trillingen met langere golflengten (lagere frequenties) zich goed voortplanten door constructies en door de bodem. Laagfrequent geluid via de constructie kan worden vastgelegd in A-gewogen geluidsniveaus in dB(A), te meten in een ruimte. Alternatief is het A-gewogen snelheidsniveau van de constructie. Het van toepassing zijnde frequentiegebied ligt tussen 5 en 500 Hz.

In figuur 3 is aangegeven wat de gevoeligheid van de mens voor trillingen is. Ten aanzien van voelbare trillingen is de voelbaarheidsgrens voor de gemiddelde mens aangegeven. Dit is de curve $KB = 0,1$ ofwel een KB gewogen snelheidsniveau (L_{KB}) van 100 dB. Ook is de A-curve voor de hoorbaarheid van trillingen in de vorm van laagfrequent geluid aangegeven. De curve voor de A-weging corrigeert voor de gevoeligheid van het menselijk gehoor.

2.2 Voortplanting van de trillingen door de bodem

Naast het opwekken van trillingen speelt de overdracht van de trillingen in de bodem een belangrijke rol. De trillingoverdracht van de trambaan naar de omgeving vindt voornamelijk plaats via oppervlaktegolven (Rayleigh-golven) aan het aardoppervlak. De afname van de oppervlaktegolven bij toenemende afstand tot de trambaan vindt plaats door de geometrische uitbreiding en door absorptie. Ook de golfreflecties en buiging zijn van belang.

Een passerende tram kan als een lijnvormige trillingsbron worden beschouwd tot op een afstand van circa 50 m tot de trambaan. Vanaf die afstand is de trambaan als puntbron te beschouwen. Binnen 50 m afstand tot de trambaan is de afname van het trillingsniveau ten gevolge van de geometrische uitbreiding nihil.

De afname door de trillingabsorptie is afhankelijk van de bodemsamenstelling en de trillingfrequentie. Het trillingsniveau op zekere afstand van de trillingsbron kan pas betrouwbaar gemeten worden vanaf 20 m, omdat op afstanden van minder dan circa 20 m tot de bron de oppervlaktegolven nog niet volledig gevormd zijn. Dit heeft te maken met het feit dat de afstand tussen bron en ontvanger minder is, of niet veel groter is, dan de golflengte.

2.3 Overdracht trillingen naar en in de woningen en gebouwen

De trillingoverdracht van de oppervlaktegolven in de bodem naar de fundatie van woningen is afhankelijk van de manier waarop de woningen zijn gefundeerd. Voor op palen gefundeerde bebouwing is de trillingoverdracht enigszins gedempt (0 tot 5 dB). Bij op staal gefundeerde woningen is er geen reductie van het trillingsniveau tussen bodem en fundatie.

Het trillingssignaal binnen de constructie van een woning of gebouw wordt in de verschillende bouwlagen verzwakt (demping en reflecties). Deze verzwakking varieert tussen 1 en 5 dB per bouwlaag.

Bij het door de mens waarnemen van de trillingen heeft de constructie van het gebouw waarin de waarnemer zich bevindt, grote invloed. Als gevolg van resonanties van vloeren en wanden kunnen op bepaalde plaatsen hogere trillingsniveaus waargenomen worden.

In figuur 4 zijn verschillen aangegeven van trillingsniveaus binnen woningen ten opzichte van trillingsniveaus op de fundatie van de woning of het gebouw. De figuur geeft een curve van de maximaal gemeten verschillen en een curve van de gemiddelde verschillen. De curve is samengesteld uit een groot aantal metingen. De in de figuur getoonde maximale verschillen treden alleen op als de trillingsbron continu is, of als continu beschouwd kan worden. Dit is afhankelijk van de aanstoting en overdracht. Tijdens de passage van een tram op korte afstand zal geen maximale verhoging optreden. Op basis van ervaring kan gesteld worden dat de verhoging beperkt zal blijven tot de gemiddelde curve met een maximum van 10 dB.

3 Beoordelingscriteria trillinghinder

Beoordelingscriteria, die worden gehanteerd ter beoordeling van de mogelijke hinder ten gevolg van trillingen, dienen te worden uitgesplitst in:

- de beoordeling van de voelbare trillingen
- de beoordeling van het afgestraalde laagfrequent geluid.

In Nederland bestaan nog geen wettelijke regelingen die grenswaarden voor trillingen en laagfrequent geluid geven.

In verband met het ontbreken van een wettelijk kader wordt bij een aantal Nederlandse instanties en een aantal vergunningverleners gewerkt met richtlijnen ten aanzien van het beoordelen van trillingen.

In bijlage 1 zijn beoordelingscriteria gegeven ten aanzien van voelbare trillingen en laagfrequent geluid. Deze criteria zijn gezien het ontbreken van een wettelijk kader niet algemeen geldend maar zouden als richtlijn kunnen dienen.

4 Inventarisatie van de trillingmetingen

In de afgelopen jaren is een aantal trillingmetingen uitgevoerd aan in Nederland rijdende trams. De metingen zijn over het algemeen onder praktijkomstandigheden verricht.

In de volgende paragrafen zijn conclusies verwerkt van deze metingen, aangevuld met de kennis verworven tijdens bezoeken aan de in de inleiding genoemde bedrijven. Deze conclusies worden gepresenteerd aan de hand van de volgende factoren die trillingen beïnvloeden:

Traminvloeden

- ruwheid van de wielen
- snelheid van de tram
- wielconstructie
- tramconstructie.

Bovenbouwinvloeden

- ruwheid van de spoorstaaf
- slijpen en onderhoud van het spoor
- ligging van het spoor
- bovenbouwconstructie.

Beïnvloeding van de overdracht

- trillingsschermen langs de trambaan.

Overige factoren

- belading van de tram
- weersomstandigheden.

4.1 Traminvloeden

4.1.1 Ruwheid van de wielen

Er zijn geen metingen bekend waarin een relatie is onderzocht tussen de trillingen en de ruwheid van wielbanden.

Wel is algemeen bekend dat bij zogenaamde vlakke kanten aan een wiel de tram extra lawaaiërig is. In theorie zouden deze vlakke kanten dan ook extra sterke trillingen moeten opwekken. Dit is nog niet door trillingmetingen aangetoond.

4.1.2 Snelheid van de tram

De relatie tussen de snelheid van een tram en de maximale trillingsniveaus is niet eenduidig. Tijdens de diverse metingen zijn waarden gevonden tussen -3 en 34 maal de logaritme van de snelheidsverhouding. Hier moet opgemerkt worden dat bij trillingoverdracht slechts een smal frequentiegebied, namelijk tussen 10 en 40 Hz, dominerend is. Dit gebied beslaat maximaal 5 tertsbanden, zodat een kleine snelheidsverandering tot gevolg kan hebben dat de aanstoting in een ander frequentiegebied plaatsvindt met een sterk afwijkende overdrachtsverzwakking.

4.1.3 De wielconstructie

Op basis van een aantal metingen op twee locaties met verschillende bovenbouwconstructie in Den Haag is figuur 5 samengesteld. De figuur geeft voor iedere locatie de verschillen in trillingsniveaus per frequentieband tussen de twee wieltypen. Uit deze figuur blijkt dat de invloed van het wieltype groot is. Tussen 16 en 40 Hz geeft een wiel van het type SAB-R meer trillingen. Tussen 40 en 300 Hz geeft het tramwiel van het type SAB-V meer trillingen. Over het algemeen is dit het gebied waar er sprake is van meer hinder door laagfrequent geluid. Tevens blijkt dat de invloed van de bovenbouwconstructie in het frequentiegebied van 10 tot 40 Hz groter is dan de invloed van het wieltype.

Bij metingen aan kruispunten in Den Haag is gebleken dat de combinatie van een draaistel en het SAB-R wiel een dominerende frequentie heeft van circa 24 Hz. De combinatie van een draaistel en het SAB-V wiel bezit dominerende frequenties van 40 à 50 Hz. Dit heeft tot gevolg dat een SAB-V wiel op een bovenbouwconstructie met een, relatief makkelijk aan te stoten, frequentie van circa 25 Hz, zoals de Nikex constructie, 12 dB minder trillingemissie geeft dan een tram met SAB-R wielen.

4.1.4 Tramconstructie

Factoren die mogelijk invloed hebben zijn: de massa van de tram en de afvering van de wagenbak op de draaistellen. Deze invloeden zijn nog niet door metingen aangetoond.

4.2 Bovenbouwinvloeden

4.2.1 Ruwheid van de spoorstaaf

Er zijn in Nederland geen metingen gedaan om de relatie tussen de ruwheid van een trambaan en de trillingemissie op de bodem te onderzoeken.

Aangezien voor de trillingemissie vooral de lage frequenties van belang zijn, is golfslijtage (naast railonderbrekingen en dergelijke) zeer waarschijnlijk een belangrijke oorzaak van een verhoogde trillingemissie. Een indicatie daarvoor geven de metingen aan het Hillevliet, waarbij uitgegaan is van een spoorstaaf met een zeer sterke golfslijtage. De afstand tussen de slijtageplekken bedroeg 100 mm. Bij een tramsnelheid van 30 km/h meet men een hoge geluidsdruk bij 83 Hz. Door het slijpen van de spoorstaaf vermindert het geluidsniveau bij 83 Hz. Ditzelfde verschijnsel vindt men voor 110 Hz bij een tramsnelheid van 40 km/h.

4.2.2 Slijpen en onderhoud van het spoor

Zoals gemeld, is aan te nemen dat trillingen zullen ontstaan als gevolg van railonderbrekingen en oneffenheden. In Amsterdam ontstaan soms klachten over laagfrequent geluid, als gevolg van trillingen, dat meestal wordt veroorzaakt door een 'zonk' in het spoor. De bitumen ondergieting is dan stukgeslagen. Reparatie van het spoor is in zo'n geval afdoende.

Een goed onderhouden tramspoor geeft een lage trillingemissie.

4.2.3 Ligging van het spoor
.....

Met betrekking tot de ligging van het spoor zijn in relatie tot de trillingen geen gegevens bekend.

4.2.4 Bovenbouwconstructie
.....

De invloed van de bovenbouwconstructie op de trillingemissie hangt af van de volgende verschijnselen:

- de dynamische eigenschappen van de constructie
- de koppeling van de constructie met de bodem.

De dynamische eigenschappen van de bovenbouw samen met de dynamische eigenschappen van de tram bepalen zowel de krachten die de trillingen opwekken, als de demping van de trillingen van het wiel en de spoorstaaf.

Een hoog trillingsniveau wordt gemeten bij een spoorconstructie waarbij de spoorstaaf gekoppeld is aan een betonplaat of een betonconstructie, zoals de Nikex constructie en een directe spoorstaafbevestiging.

Bij diverse onderzoeken in 's-Gravenhage (west), Wenen en verscheidene steden in Duitsland, is gebleken dat men veel last heeft van laagfrequent geluid en voelbare trillingen. Zeer waarschijnlijk komt dat door een bodemsamenstelling met zand. Deze heeft een betere trillingoverdracht dan een slappe bodem met klei en veen. Uit ervaring in Wenen blijkt dat ook leem een goede trillingoverdracht bezit.

Om de trillingemissie te verminderen past men op verscheidene plaatsen bij nieuwbouw of bij vervanging een elastische spoorconstructie toe. Het principe van deze verende spoorconstructie is in figuur 6 gegeven. Er zijn in Duitsland en in Wenen veel goede ervaringen met een dergelijke spoorconstructie. Een spoorbaan op mineraalwol wordt reeds vele jaren met succes toegepast.

In Nederland is er ervaring opgedaan met een elastische bovenbouwconstructie die bestaat uit een groefrails met railklemmen op een onderbetonplaat met een dikte van 300 mm. De rail is ingebed in de bovenbetonplaat met een dikte van 200 mm. De totale spoorconstructie is opgelegd op een deken van mineraalwol. De bereikte reductie van het laagfrequent geluid als gevolg van trillingen bedraagt 12,5 dB(A). Dit komt overeen met de resultaten van Duitse onderzoeken (zie literatuur [3]). Deze trambaan is gelegen aan de keerlus in Scheveningen. Het principe van deze constructie is dat er een overdrachtsverzwakking in de grond wordt geïntroduceerd door het aanbrengen van impedantiesprongen (overgang hard-zacht) die reflectie en afbuiging introduceren.

Volgens de Duitse onderzoeken is nog een hogere reductie bereikbaar als de bovenbouwconstructie met een extra betonplaat wordt verzaard.

Verder zijn er ook in Nederland ervaringen met elastische railbevestigingsklemmen. Deze railbevestigingsklemmen zijn toegepast bij de Metro onder het Stadhuis/Muziektheater in Amsterdam. De gemeten reductie bedraagt 10 tot 13 dB(A).

Opgemerkt moet worden dat de in deze paragraaf beschreven maatregelen alleen een significante werking bezitten ten aanzien van laagfrequent geluid als gevolg van trillingen. Over het algemeen zullen voelbare trillingen niet of minder gereduceerd worden.

4.3 Beïnvloeding van de trillingoverdracht

De trillingoverdracht via de bodem naar de woningen en gebouwen is te reduceren met behulp van een verticaal scherm in de grond.

In Wenen is er ervaring met een dergelijk scherm. Het bestaat uit een 1,5 m diep loodrecht ingegraven scherm op 1,2 m afstand van het hart van het tramspoor. Figuur 7 geeft een voorbeeld van een grondscherp. De bodem bestaat uit leem. De bereikte reductie is op korte afstand veel groter dan op grotere afstand. Dit komt omdat op grotere afstanden de golven 'om het scherm lopen'.

Bij de 63 Hz oktaafband wordt direct achter het scherm een reductie van circa 12 dB gemeten. Op 22 m afstand is de reductie gedaald tot circa 1 dB.

Bij de 125 Hz oktaafband wordt direct achter het scherm een reductie van circa 10 dB gemeten. Op 22 m afstand is de reductie gedaald tot circa 3 dB.

Bij deze getallen moet gerealiseerd worden dat de afmetingen van het grondscherp relatief klein zijn ten opzichte van de golflengte van de te reduceren trillingen.

4.4 Andere factoren die van invloed kunnen zijn op de trillingemissie

Theoretisch kunnen de volgende factoren van invloed zijn op de trillingemissie van een tram:

- belading en massa van de tram
- de weersomstandigheden.

Er zijn geen metingen bekend over de invloed van de massa of over de invloed van het weer. Men kan zich echter voorstellen dat de trillingsoverdracht via oppervlaktegolven bij een hard bevroren bodem verandert.

5 Conclusies

5.1 Aspecten met een gebrekkig inzicht

In deze paragraaf zijn onzekere aspecten, of aspecten waarover gebrekkig inzicht in zowel theorie als praktijk bestaat, samengevoegd.

De volgende punten zijn de 'witte' vlekken in de kennis over trillingen.

- Onzeker is of er een directe relatie tussen de trillingemissie en de gemiddelde grootte van de impedantie van de bovenbouw aanwezig is. Met name op theoretische gronden kan gesteld worden dat er een relatie is tussen de verdeling tussen wiel en rail en de trillingsenergie. De trillingemissie is weer afhankelijk van de wielconstructie of de wielafwerking en de bovenbouwconstructie. Het uitgevoerde onderzoek in Rotterdam, waarbij de relatie tussen geluidemissie en railimpedantie is onderzocht, geeft als conclusie dat er geen eenvoudige relatie is tussen railimpedantie en geluid en dus mogelijk ook niet tussen railimpedantie en trillingemissie.
- De samenstelling van de lokale bodem speelt ongetwijfeld een rol. Zand en rotsachtige bodem dragen zeer waarschijnlijk meer trillingen over dan een veenachtige bodem. De exacte bodeminvloed is niet goed bekend.

5.2 Duidelijke aspecten

In deze paragraaf wordt samengevat welke praktische maatregelen leiden tot een vermindering van de hinder door voelbare trillingen of door laagfrequent geluid als gevolg van trillingen.

- Het bezitten van een recht en vlak spoor met gladde spoorstaven zonder oneffenheden of onderbrekingen is een voorwaarde voor een zo laag mogelijke trillingemissie.
- Het onderhoud van de spoorstaven door slijpen kan een toename van het trillingsniveau voorkomen.
- Het voorkomen van vlakke plaatsen of andere onrondheden op de wielen door:
 - het toepassen van een goed werkende slipbeveiliging die zowel bij optrekken als bij remmen actief is,
 - het instrueren van een juist rijgedrag
 - juist onderhoud.
- Het vermijden van discontinuïteiten van het loopvlak van de spoorstaaf door het zodanig uitvoeren van kruisingen en wissels, dat in combinatie met brede wielbanden een overloopsituatie ontstaat.
- Een directe koppeling van spoorstaaf en een betonplaat, of een directe railbevestiging op een betonplaat moet vermeden worden.
- Indien nodig moet een afgeveerde spoorconstructie worden toegepast. Deze kan bestaan uit een groefrail op een zo zwaar mogelijke betonplaat waarbij de betonplaat weer afgeveerd is op de bodem.

5.3 Slotconclusie

De slotconclusie is dat de trillingemissie van een trambaan met de huidige theoretische en praktische kennis in principe redelijk voldoende te beheersen is. Ten aanzien van laagfrequent geluid als gevolg van trillingen kunnen ook praktische maatregelen genomen worden. Moeilijker en veel ingrijpender worden maatregelen bij voelbare trillingen.

Er is nog een aanvullend onderzoek of een verdere literatuurstudie nodig om een bovenbouwconstructie ten aanzien van de trillingemissie te optimaliseren.

Ook de bepaling van het effect van bepaalde soorten maatregelen moet op meerdere locaties plaatsvinden.

Een aandachtspunt is de karakterisering van de trillingemissie van een bovenbouwconstructie (bronsterktebepaling).

V A N D O R S S E R

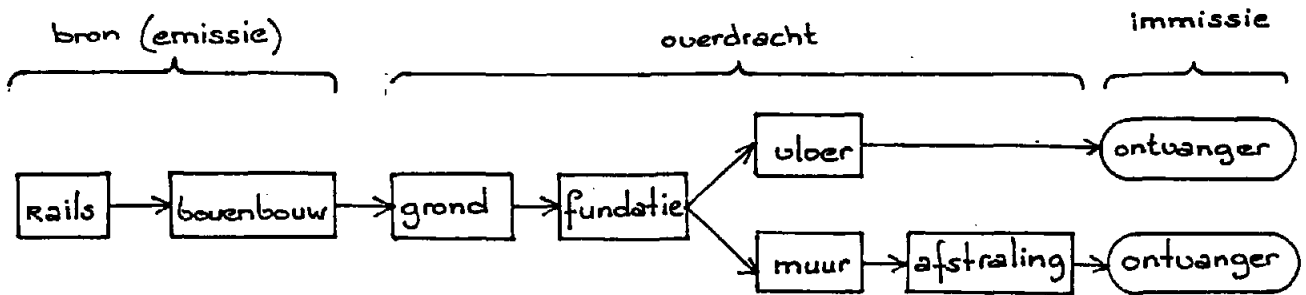
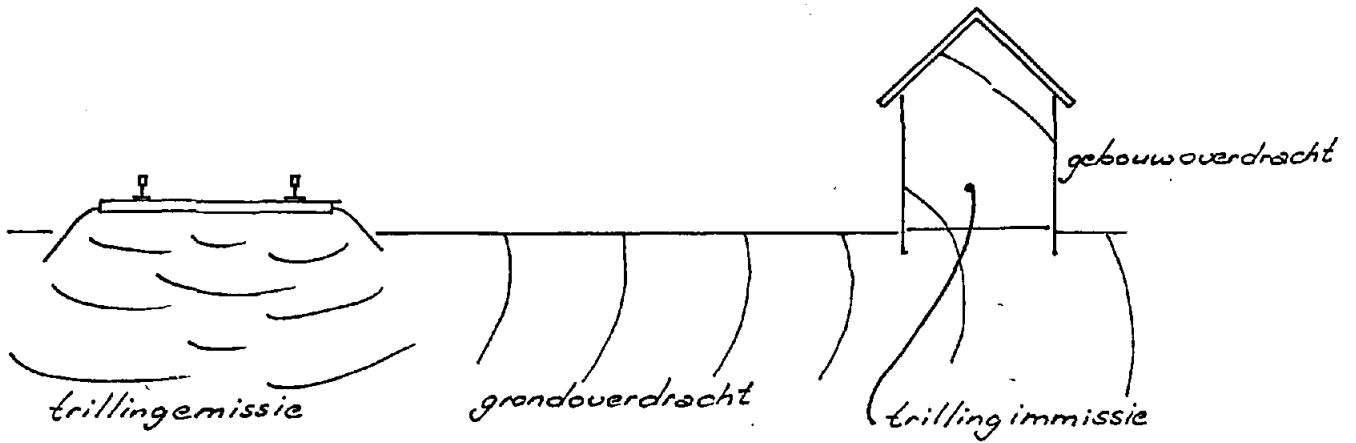
ir. S. Riemens n.i.

ing. J.J.A. van Leeuwen

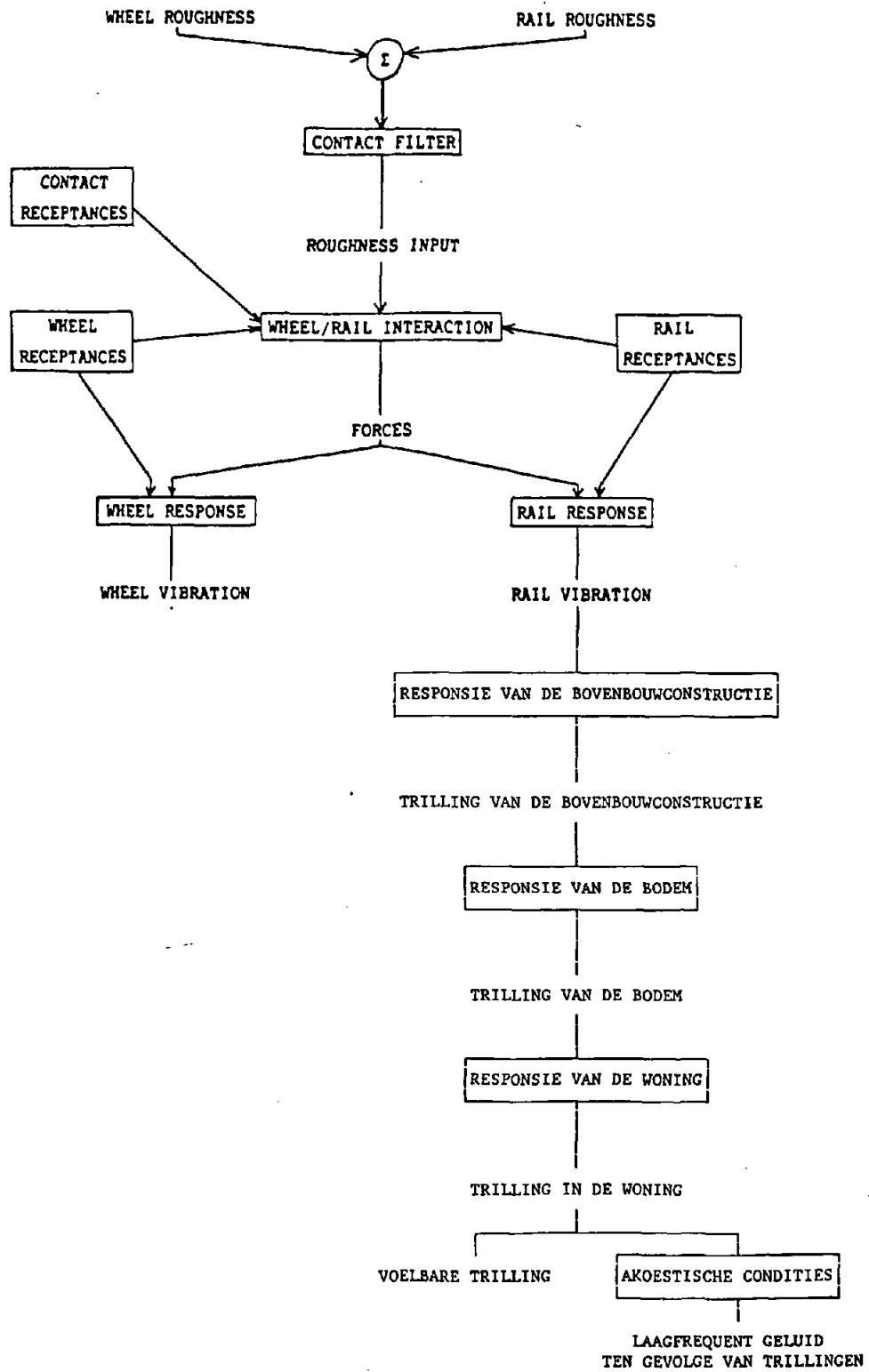
Literatuur

1. J.J.A. van Leeuwen,
Samenvattende studie tramlawaai - trillingemissie -,
(Werkdocument),
Notitie 897447.4 Van Dorsser b.v. januari 1991.
2. J.J.A. van Leeuwen, T. ten Wolde,
Verslagen bezoeken vervoersbedrijven in Nederland in het kader van
de samenvattende studie tramlawaai, (Werkdocumenten),
 - Verslag 897447.V01 Van Dorsser b.v. d.d. 9 augustus 1991,
betreffende het bezoek bij de HTM plus erratum Le897447.AR1 d.d.
7 januari 1991.
 - Verslag 897447.V02 Van Dorsser b.v. d.d. 9 april 1991,
betreffende het bezoek bij de RET.
 - Verslag 897447.V03 Van Dorsser b.v. d.d. 9 april 1991,
betreffende het bezoek bij het GVB Amsterdam.
 - Verslag 897447.V04 Van Dorsser b.v. d.d. 10 januari 1991,
betreffende het bezoek bij Westnederland/NS
3. T. ten Wolde, J.J.A. van Leeuwen,
Verslagen bezoeken buitenland in het kader van de samenvattende
studie tramlawaai, (Werkdocumenten),
 - Verslag TPD-HAG-RPT-91-0005 TPD-TU Delft 1991, Bezoek aan
Physikalisch-Technische Versuchsanstalt für Wärme- und
Schalltechnik en de Wiener Stadtwerke- Verkehrsbetriebe te
Wenen.
 - Verslag TPD-HAG-RPT-91-0010 TPD-TU Delft 1991, Bezoek aan de
Studiengesellschaft für Unterirdische Verkehrsanlagen e.v.
(STUVA) te Keulen
4. Rapport GF-HR-01-04 'Laagfrequent geluid; een literatuurstudie' van
het Ministerie van VROM).
5. DIN 4150 'Erschütterungen im Bauwesen'. Deel 1 (1975)
6. DIN 4150 'Erschütterungen im Bauwesen'. Deel 2 (1990)

Figuur 1: Overzicht gebruikte definities trillingen

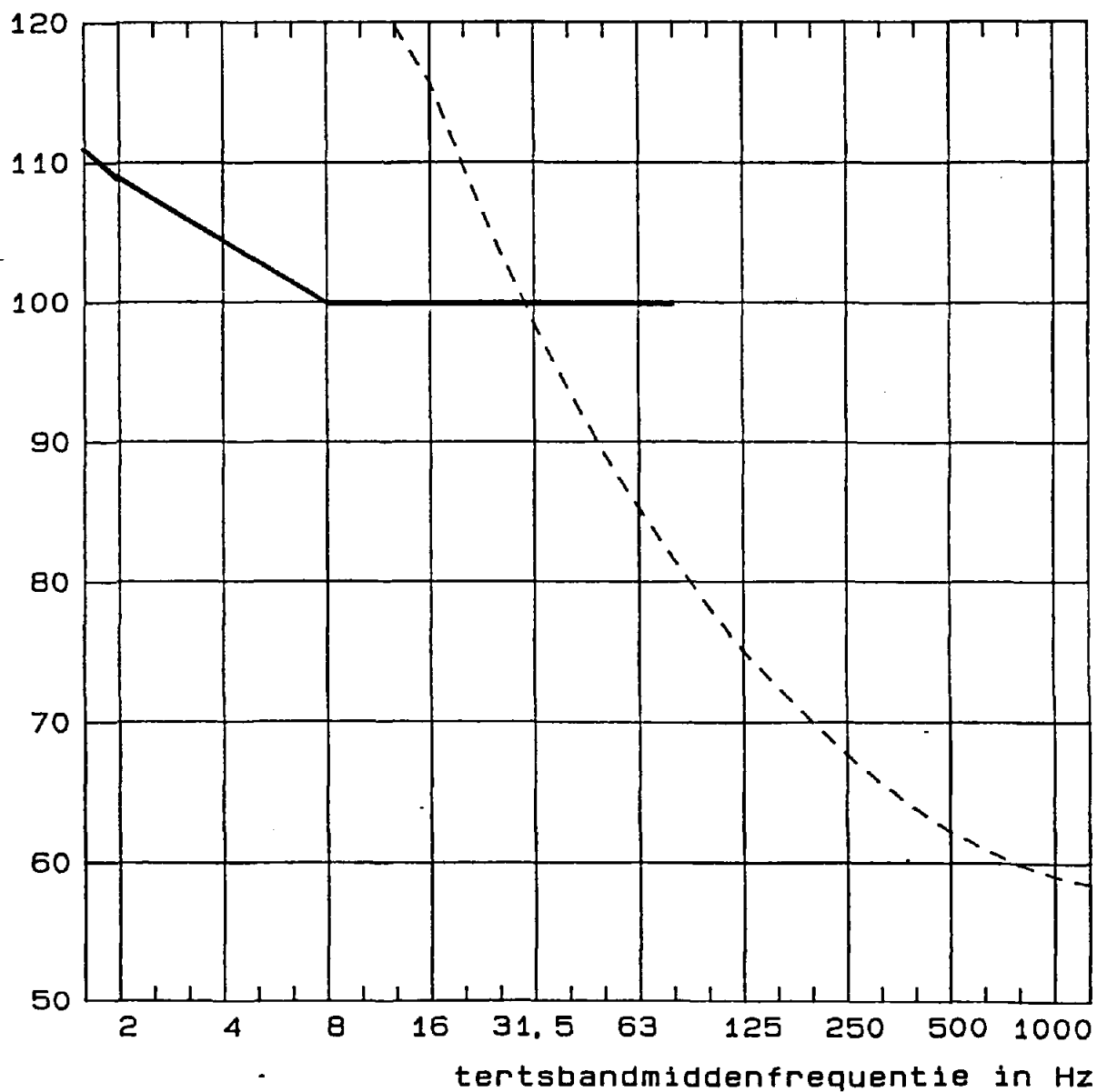


Figuur 2: Blokdiagram trillingen



Figuur 3

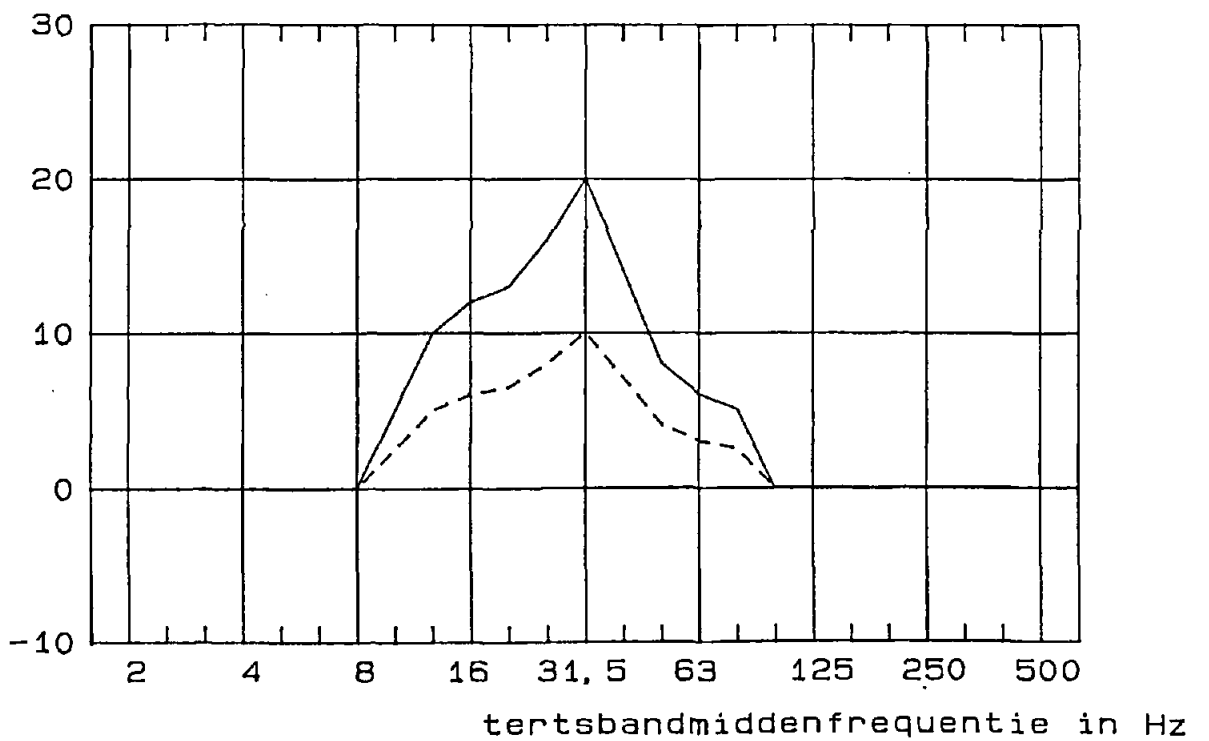
Lv in dB t.o.v. 1 nm/s



Maximum snelheidsniveaus te meten op wand of vloer
—— Voelbaarheidsgrens (KB=0.1)
----- Kontaktgeluid [35 dB(A) in een terts]

Figuur 4: De versterking van het hellingsniveau van wanden en vloeren ten opzichte van het trillingsniveau gemeten op de fundatie

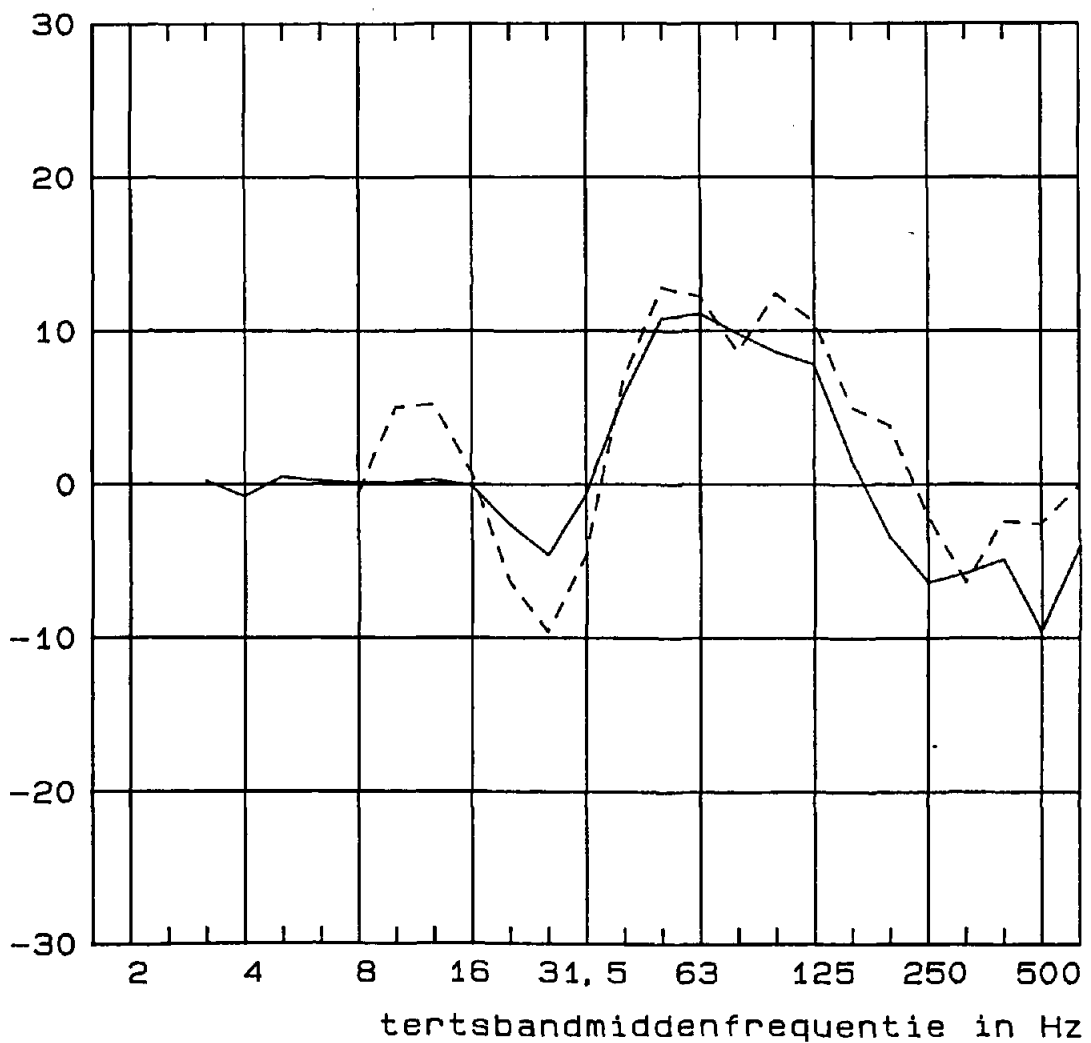
Versterking in dB



Verschiil van wanden/vloeren t.o.v. fundatie
——— Maximaal (continue bron)
----- Gemiddeld (bewegende bron)

Figuur 5: Het verschil in de hellingsniveaus per meetlocatie van de passage van een tram met SAB-V wielen en een tram met SAB-St wielen

Verschil in dB SAB-V - SAB-St

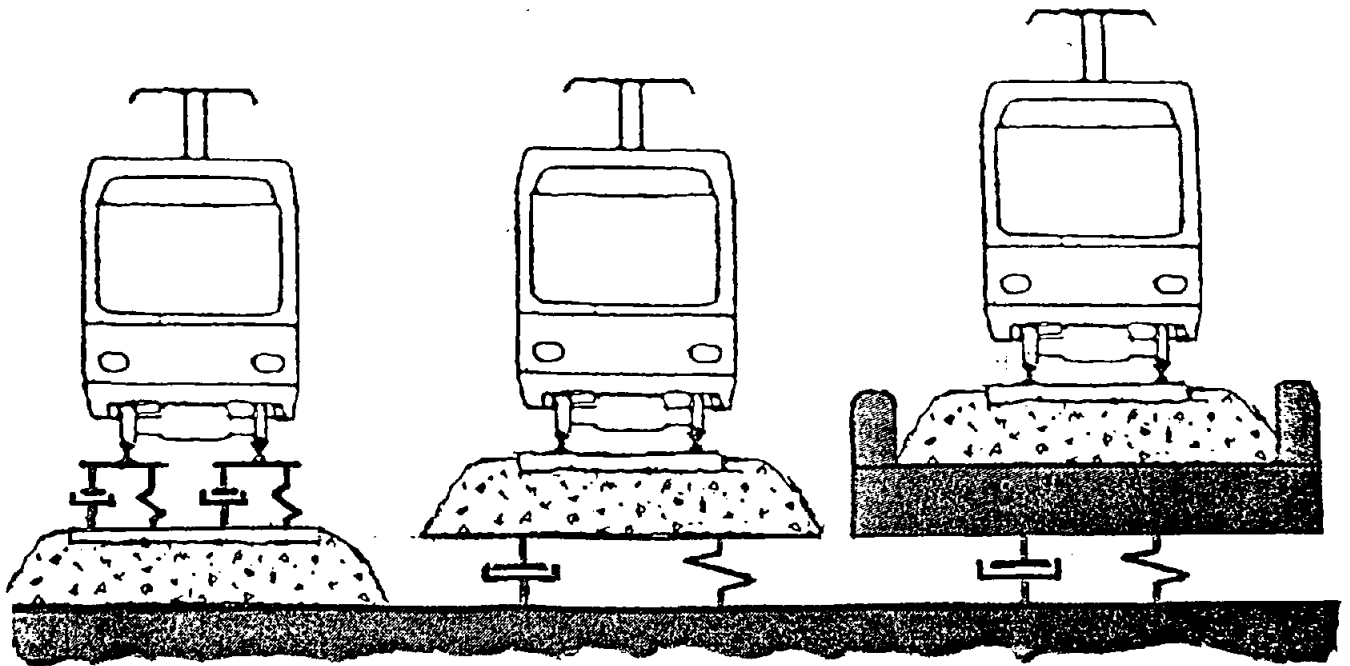


Verschil bij tramtype GTL-8

———— Zeeruststraat

----- Nikex

Figuur 6: Principes van de elastisch opgelegde spoorbaan

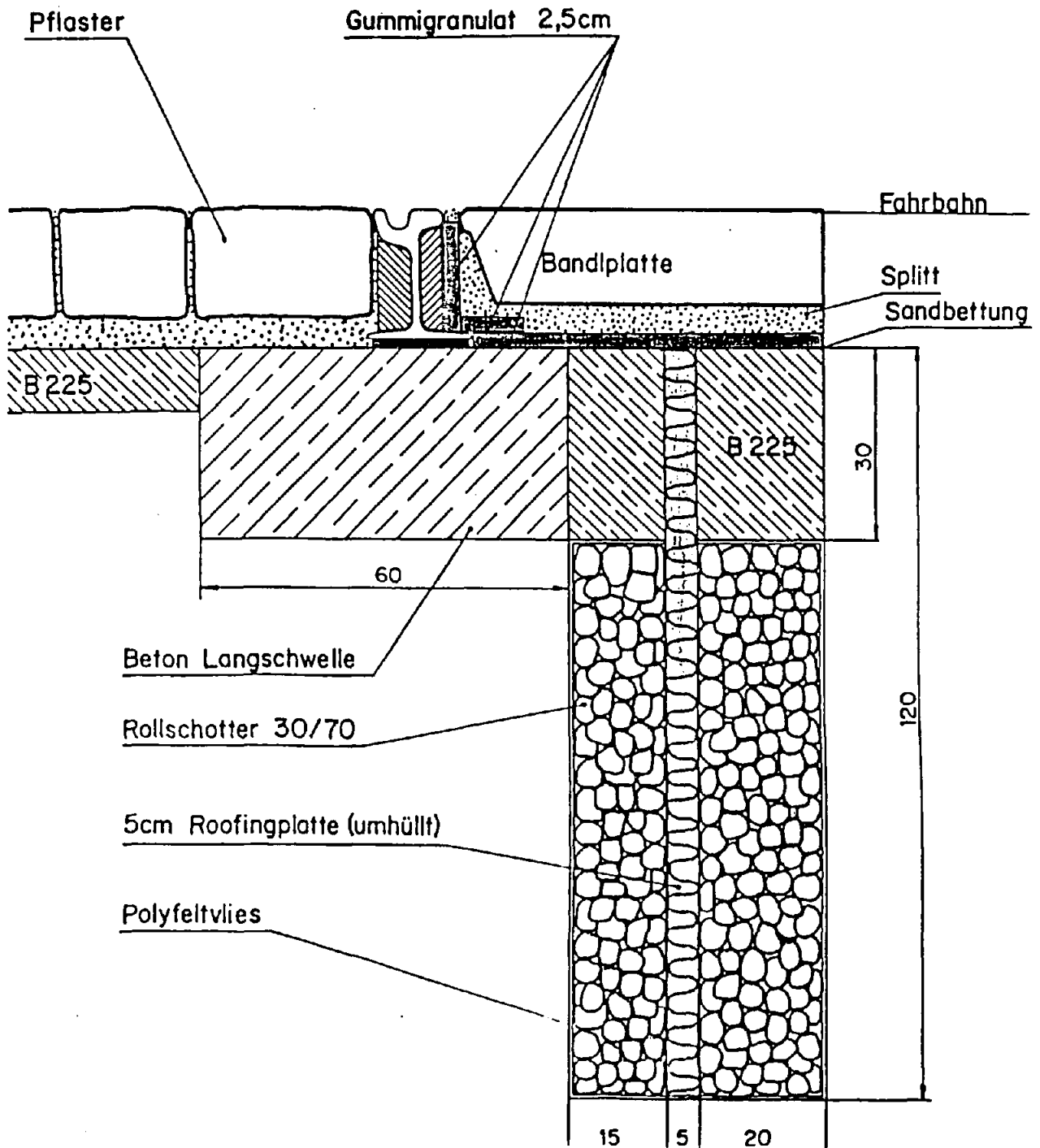


elastische
Schienenlager

Unterschotter-
matten

Masse- Feder-
Systeme

Figuur 7: Scherm in de grond (Wenen)



Richtlijnen voor het beoordelen van trillingen

De mogelijke hinder ten gevolg van trillingen, dienen te worden uitgesplitst in:

- de beoordeling van de voelbare trillingen
- de beoordeling van het afgestraalde laagfrequent geluid.

In Nederland bestaan nog geen wettelijke regelingen die grenswaarden voor trillingen en laagfrequent geluid geven.

In verband met het ontbreken van een wettelijk kader in Nederland wordt bij een aantal instanties en een aantal vergunningverleners gewerkt met richtlijnen ten aanzien van het beoordelen van trillingen. Onderstaande beoordelingscriteria zijn derhalve niet algemeen geldend.

Beoordeling trillinghinder volgens DIN 4150

De waarneming van voelbare trillingen kan beoordeeld worden volgens de DIN 4150 'Erschütterungen im Bauwesen'. Het in deze norm beschreven frequentiegebied van de trillingen ligt tussen 2 en 80 Hz. Trillingen voelbaar voor de mens worden vastgelegd in KB-waarden of in KB gewogen snelheidsniveaus (L_{KB}) in dB ten opzichte van 1 mm/s. De afkorting KB staat voor: Kenwerte für die Beurteilung von Erschütterungen.

De in de DIN 4150 gedefinieerde KB-waarde komt overeen met het totaal frequentiegewogen effectieve snelheidsniveau uitgedrukt in mm/s. De KB-waarde is als volgt geformuleerd:

$$KB = 1/2 \cdot \sqrt{2} \cdot v_{\max} \cdot \sqrt{[1 + (f_0/f)^2]}$$

waarbij: v_{\max} = totale pieksnelheid in mm/s
 f = frequentie in Hz
 f_0 = 5,6 Hz

Het KB gewogen snelheidsniveau (L_{KB}) is als volgt geformuleerd:

$$L_{KB} = 20 \cdot \text{Lg}(KB/v_{\text{ref}}) \quad [\text{dB}]$$

waarbij: v_{ref} = 1 mm/s

Trillingsniveaus bij frequenties lager dan 5,6 Hz wegen minder sterk mee bij het bepalen van de totale KB waarde.

Een KB gewogen snelheidsniveau (L_{KB}) van 100 dB komt overeen met de voelbaarheidsgrens voor de gemiddelde mens. Trillingsniveaus hoger dan 100 dB zijn voelbaar voor de gemiddelde mens.

De beoordeling van de hinder ten gevolge van voor de mens voelbare trillingen kan worden gebaseerd op de Duitse ontwerpnorm DIN 4150, teil 2, 'Einwirkungen auf Menschen in Gebäuden', van oktober 1990. Op grond van deze norm worden sterke, niet continue, trillingssignalen een beperkte, van de signaalsterkte afhankelijke, tijd toegestaan.

De ontwerpnorm kent een aantal varianten voor de ter beoordeling van de trillinghinder te hanteren grenswaarden. Het toepassingsgebied van deze varianten is afhankelijk van de ligging en de functie van de bebouwing waarop de norm wordt toegepast.

De in de norm onderscheiden varianten zijn verdeeld in trillingseisen voor de dag- en avondperiode en voor de nachtperiode.

De eisen variëren voor de dag- en avondperiode (7.00-23.00 uur) tussen een maximaal toelaatbaar trillingsniveau:

$$KB = 0,1 (L_{KB} = 100,0 \text{ dB}) \text{ en } KB = 0,2 (L_{KB} = 106,0 \text{ dB})$$

en voor de nacht-periode tussen

$$KB = 0,1 (L_{KB} = 100,0 \text{ dB}) \text{ en } KB = 0,15 (L_{KB} = 103,5 \text{ dB}).$$

Dit niveau mag een onbeperkt aantal malen bereikt worden en geldt dus ook voor een continue trillingsbron.

Via een tijdweging is het volgens de norm mogelijk een beperkt aantal overschrijdingen toe te staan. Het absolute maximum varieert voor de dag- en avondperiode (7.00-23.00 uur) tussen een maximaal toelaatbaar trillingsniveau:

$$KB = 3,0 (L_{KB} = 129,5 \text{ dB}) \text{ en } KB = 5,0 (L_{KB} = 134,0 \text{ dB})$$

en voor de nachtperiode tussen

$$KB = 0,15 (L_{KB} = 103,5 \text{ dB}) \text{ en } KB = 0,3 (L_{KB} = 109,5 \text{ dB}).$$

Beoordeling van laagfrequent geluid

De beoordeling van de hinder ten gevolge van trillingen zijn gebaseerd op de directe inwerking van trillingen op het menselijk lichaam. Deze beoordeling is derhalve niet te gebruiken voor het beoordelen van de hinder ten gevolge van het door trillende gebouwdelen afgestraalde laagfrequent geluid.

Voor de beoordeling van laagfrequent geluid kan, analoog aan de voor het totale geluidsniveau gedefinieerde normen, in de vorm van A-gewogen geluidsniveaus worden opgezet. Voor nieuwe situaties kunnen binnen woningen de volgende streefwaarden worden aangehouden:

periode		equivalente geluidsniveaus $L_p(eq)$ [dB(A)]	piekniveaus (meterstand Fast) $L_p(max)$ [dB(A)]
dag	7.00 - 19.00 uur	35	45
avond	19.00 - 23.00 uur	30	40
nacht	23.00 - 7.00 uur	25	35

In bestaande situaties kan door vergunningverleners overwogen worden om bovengenoemde richtlijn met 5 dB te verhogen als daartoe dringende financieel-economische redenen zijn aan te geven. In de dagperiode kan in uitzonderingsgevallen een absoluut maximum in de piekwaarden toelaatbaar zijn dat 20 dB boven de equivalente waarde ligt.

Het afgestraalde laagfrequent geluid wordt dus beoordeeld aan de hand van de bestaande geluidsnormen in de vorm van A-gewogen maximale geluidsniveaus. Uit de praktijkervaring blijkt echter dat deze beoordeling aan de hand van de bestaande geluidsnormen in de vorm van A-gewogen geluidsniveaus een sterke onderwaardering geeft van het laagfrequent geluid (zie rapport 'Laagfrequent geluid; een literatuurstudie' Literatuur [4]). Hieruit blijkt dat lage frequenties met grote en snelle fluctuaties in woningen reeds hinder in de zin van slaapstoornis geven indien het absolute geluiddrukkniveau voor de lage frequenties (16-100 Hz) groter is dan 45 dB. Een grenswaarde van 45 dB voor laagfrequent geluid binnen woningen is te vergelijken met de algemene grenswaarde van 25 dB(A) equivalent geluidsniveau binnen woningen in de nachtperiode. Van geluid dat bepalend is voor het A-gewogen geluidsniveau (100 - 4000 Hz), waarvoor het totale geluidsniveau lager is dan 25 dB(A) equivalent, wordt geen hinder in de zin van slaapstoornis verwacht. Volgens het rapport mag de momentane piekwaarde van het geluidsniveau 10 dB hoger zijn dan de equivalente waarde.

Deel E

Bruggen en viaducten

TPD rapport TPD-HAG-RPT-91-0101

Inhoudsopgave

	Voorwoord	3
1	Inleiding	5
2	Rekenmodel	7
2.1	Inleiding	7
2.2	SAO	8
2.3	Ingangsmodel	8
2.4	Toepassing	9
2.5	Validatie van het rekenmodel	9
3	Praktijk	11
3.1	Stalen trambruggen	11
3.2	Betonnen trambruggen	13
3.3	Schermen	13
4	Conclusies	15
4.1	Maatregelen	15
4.2	Kwantitatieve gegevens	16
	Literatuur	17
	Bijlagen	19
	1. "Snelle rekenmethode voor geluidarm ontwerpen"	
	2. "Application of a Fast Statistical Computational Method for assessing the Sound Transfer of Plate-like Structures"	
	3. "Fast Computational Method for Sound Transfer of Plate-like and Shell Structures: Line Excitation"	
	4. Beschrijving van het TPD-rekenmodel voor stalen spoorbruggen	

Voorwoord

Het Directoraat-Generaal voor het Vervoer van het Ministerie van Verkeer en Waterstaat heeft opdracht gegeven aan het raadgevend ingenieursbureau Van Dorsser B.V. om in samenwerking met de Technisch Fysische Dienst TNO-TU Delft een inventariserende studie uit te voeren over tramlawaai. De financiering van het project gebeurt gezamenlijk door het Ministerie van Verkeer & Waterstaat, het Ministerie van Volkshuisvesting, Ruimtelijke Ordening en Milieubeheer, het Gemeentevervoersbedrijf Amsterdam, de N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg Maatschappij en de Rotterdamse Elektrische Tram.

Het onderhavige rapport omvat het eindverslag over het onderwerp "Geluidemissie van bruggen en viaducten" (fase 4). Het werd opgesteld door de TPD, in samenwerking met Van Dorsser B.V.

1 Inleiding

Als een tram over een brug of een viaduct rijdt gaat ook de in trilling gebrachte brugconstructie geluid afstralen. De geluidniveaus bij een brug¹ zijn daardoor meestal (veel) hoger dan bij een normale baan en er is daardoor een verhoogde kans op geluidhinder. In dit rapport wordt een overzicht gegeven van de kennis die in Nederland voorhanden is om de geluidemissie van bruggen te beperken.

De kennisinventarisatie is gebaseerd op het volgende.

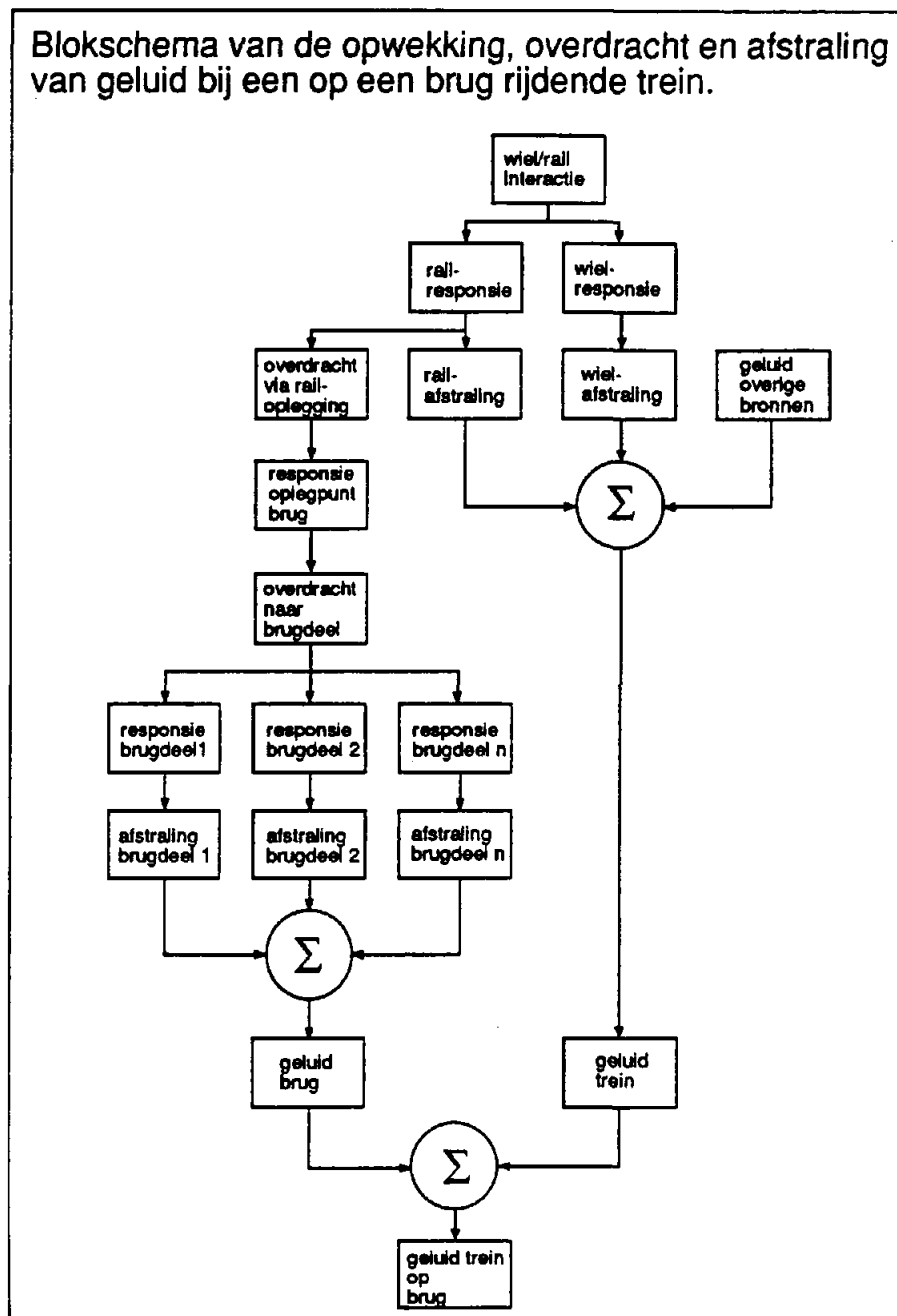
1. Het resultaat van fase 1 van de Samenvattende Studie Tramlawaai, die een inventarisatie van in Nederland verschenen rapporten omvatte (lit.1). Implicit omvatte deze fase ook een inventarisatie van de internationale openbare literatuur.
2. Het resultaat van fase 2 van de Samenvattende Studie Tramlawaai, die werkbezoeken omvatte aan de vervoersbedrijven in Nederland die trams (of sneltrams) exploiteren (lit.2).
3. Het resultaat van fase 3 van de Samenvattende Studie Tramlawaai, die werkbezoeken omvatte aan drie buitenlandse instellingen (lit.3).

In hoofdstuk 2 van dit rapport wordt een kort overzicht gegeven van de theorie van bruggeluid en van een op deze theorie gebaseerd rekenmodel. In dat hoofdstuk worden ook de typen maatregelen die men kan nemen om de geluidemissie te beperken, besproken.

In hoofdstuk 3 komt de praktijk aan de orde: welke maatregelen heeft men reeds toegepast, welk effect hebben ze en wat zijn de problemen?

Conclusies volgen tenslotte in hoofdstuk 4.

¹met de woorden "brug" en "bruggen" duiden we hierna in dit rapport ook viaducten aan.



Figuur 1:

Blokschema van de opwekking, overdracht en afstraling van geluid bij een op een brug rijdend railvoertuig (aangeduid met "trein"). Het rekenmodel voor bruggeluid omvat het linkerdeel. Het bestaat uit een "ingangsmodel" (de blokken "wiel/railinteractie" en "railresponsie") en uit het algemene TPD-rekenmodel voor plaatachtige constructies (SAO).

De gehele brug wordt opgedeeld in brugdelen die geluid afstralen. Door herhaling van de berekening voor aanstoting door de andere wielen (die op andere plekken op de rails staan) kan door energetische superpositie de totale geluidafstraling bepaald worden.

2 Rekenmodel

2.1 Inleiding

Figuur 1 toont een blokschema van de opwekking, de overdracht en de afstraling van geluid bij een over een brug rijdend railvoertuig. Dit rapport heeft vooral betrekking op het "bruggeluid", dus op het linkerdeel van het schema. Daarnaast wordt enige aandacht geschonken aan de invloed van de brugconstructie op de overdracht van het "gewone" wiel/railgeluid.

De TPD heeft op basis van de literatuur en enige aanvullende metingen een eerste versie gemaakt van een rekenmodel dat een invulling geeft van de in figuur 1 aangegeven blokken (lit.4). Het model is primair bedoeld voor stalen spoorbruggen, maar het is ook bruikbaar voor bruggen van andere materialen en voor aanstoting met andere railvoertuigen dan treinen (metro's en trams). Via advies- en onderzoekopdrachten wordt het model geleidelijk aan uitgebreid en verfijnd. Voorts is het de bedoeling dat over enkele jaren een voor spoorbruggen volledig gevalideerd gebruikersvriendelijk computerprogramma te koop kan worden aangeboden.

2.2 SAO

Het hart van het rekenmodel is "SAO", dat staat voor Structural Acoustic Optimization program. Dit model is geschikt om constructies die zijn opgebouwd uit platen (al dan niet verstijfd) en schalen te optimaliseren wat betreft geluidoverdracht en geluidafstraling. Het model is geldig voor frequenties boven de laagste eigenfrequentie van de constructie.

In bijlage 1 wordt een beschrijving gegeven van het model anno 1988. Intussen is het model verder ontwikkeld en zijn ook berekeningen voor gekromde oppervlakken en voor lijnaanstoting mogelijk - zie de bijlagen 2 en 3.

Tot dusver hebben zich twee toepassingsgebieden ontwikkeld:

- 1) akoestisch ontwerp van onderdelen van verbrandingsmotoren en
- 2) akoestisch ontwerp van stalen spoorbruggen.

Andere toepassingen zijn echter heel goed denkbaar.

2.3 Ingangsmodel

Om SAO toepasbaar te maken op spoorbruggen is een ingangsmodel gemaakt waarmee de aanstoting van de brug via de rail en de railoplegging kan worden berekend. Dit model wordt beschreven in lit.4, waarvan we het desbetreffende gedeelte als bijlage 2 in dit rapport hebben opgenomen.

Het ingangsmodel beschouwt slechts één graad van vrijheid namelijk de verticale aanstoting. De praktijk heeft uitgewezen dat dit voor het vergelijken van constructies en het maken van globale voorspellingen meestal voldoende is. Voor gevallen waarbij dat twijfelachtig is zou men gebruik kunnen maken van het meer uitgebreide rekenmodel voor rolgeluid van British Rail (Springboard; beschikbaar bij TPD) en over ca. 1 jaar van een in ontwikkeling zijnde verbeterde versie.

In het model wordt in principe uitgegaan van wiel- en railruwheden waaruit via wiel-en railimpedanties en de rijnsnelheid de sterkte van de trillingen van de rail wordt berekend. In veel gevallen is het echter praktischer (en nauwkeuriger!) om uit te gaan van het gemeten trillingsniveau van de rail. Het trillingsniveau is, zoals duidelijk zal zijn, een functie van het type rollend materieel, het type wielen, de ruwheden van wielen en rail, het railtype, de railoplegging en de rijnsnelheid.

Naast een model voor de responsie van de rail bevat het ingangsmodel een model voor de overdracht van constructiegeluid van rail naar brug. Zeer belangrijke parameters daarin zijn de mechanische eigenschappen van de constructie tussen de rail en de eigenlijke brug en van de lokale brugconstructie waarop deze tussenconstructie is bevestigd. Ook dit model heeft slechts één vrijheidsgraad. Uit onderzoeksprojecten die worden uitgevoerd voor de ORE (Office de Recherches et d'Essais van de Union International de Chemins de Fer), VROM en NS zal waarschijnlijk blijken of het in

bepaalde gevallen loont om dit uit te breiden tot meer vrijheidsgraden. Dit zou met name het geval kunnen zijn als een verende railoplegging wordt toegepast.

2.4 Toepassing

Het complete rekenmodel geeft de volgende mogelijkheden:

- berekening van de geluidafstraling van afzonderlijke brugdelen,
- berekening van het effect van treintype en wieltype
- berekening van het effect van wiel- en railruwheden
- berekening van het effect van rijsnelheid
- berekening van het effect van railtype
- berekening van het effect van het type railoplegging
- berekening van het effect van verstijvingen van brugdelen
- berekening van het effect van massatoevoegingen op bepaalde brugdelen
- berekening van het effect van demping van bepaalde brugdelen
- berekening van het effect van afscherming of omkasting van brugdelen
- berekening van het effect van andere materialen en plaatdikten
- vergelijking van volkomen verschillende brugconstructies.

Impliciet blijkt uit deze opsomming dat er veel manieren zijn om de geluidemissie van bruggen te beperken. Voor de ontwerper zijn het belangrijkste:

1. de brugconstructie (vormgeving, materialen, demping)
2. de railoplegging (verend in plaats van stijf)
3. de afscherming van sterk afstralende brugdelen.

Daarnaast is het van groot belang dat hij zorgt voor een zo continu mogelijke overgang van de rail tussen het bruggehoofd en de brug (voorkómen van stootgeluid). Voor de brugbeheerder is voorts het onderhoud (beperking railruwheid, slechte railovergangen en de conditie van de railoplegging) van belang. Opgemerkt zij dat bij tramsystemen de railruwheid op het ogenblik meestal groter is dan de wielruwheid en regelmatig slijpen van de rails op een brug dus van belang is. Bij treinsystemen is dat meestal net andersom en is de railruwheid op de brug niet van groot belang.

2.5 Validatie van het rekenmodel

Voor een stalen spoorbrug in Tilburg werd een goede overeenstemming tussen metingen en berekeningen gevonden (lit.4). Meer van dergelijke vergelijkingen zijn gepland.

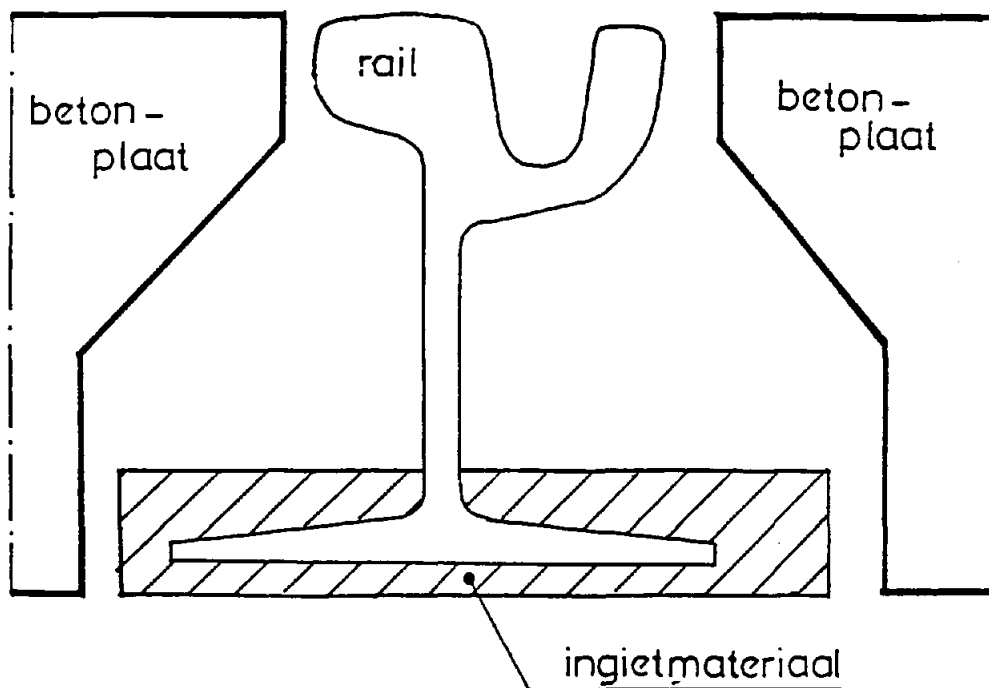
3 Praktijk

3.1 Stalen trambruggen

De gepubliceerde praktische kennis en ervaring t.a.v. de geluidbeheersing van stalen bruggen is kort samengevat in lit.1. Voorts leverden de werkbezoeken aan de HTM, de RET, het GVBA en aan STUVA (lit.2, 3) nog aanvullende informatie.

De ervaring van de drie bovengenoemde Nederlandse vervoersmaatschappijen is dat een zeer duidelijke geluidreductie kan worden verkregen door de volgende maatregelen.

1. De spoorstaven continu verend op te leggen en ze tevens af te schermen door middel van een zogenaamde ingegoten spoorstaafbevestiging (zie figuur 2). Metingen aan de Bullebakbrug te Amsterdam wijzen er op dat deze maatregel bij die brug ca. 10 dB(A) verbetering opleverde.
2. Toepassing van liplassen om de aanstoting van stootgeluid bij de railovergangen te beperken.



Figuur 2: Principeschets ingegoten spoorstaaf (lit.2, verslag bezoek GVBA).

Er zijn helaas nog weinig metingen gedaan, zodat een goed kwantitatief inzicht over de effecten van de afzonderlijke maatregelen en de samenhang met bijvoorbeeld de veerstijfheid niet aanwezig is. Voorts is de combinatie van de twee bovengenoemde maatregelen enigszins problematisch omdat een verende oplegging van de spoorstaven het creëren van stootvrije railovergangen bemoeilijkt. Dit laatste speelt zeer waarschijnlijk een rol bij de Reineveldbrug te Delft waar het effect van het verend opleggen van de rail teniet wordt gedaan door extra sterke aanstoting door "stootgeluid" (lit. 6).

Bij het bezoek aan STUVA (lit.3) bleek dat in Duitsland al veel onderzoek is gedaan aan allerlei typen continue verende railopleggingen en dat deze daar steeds meer worden toegepast in metrotunnels (als alternatief voor de veel duurdere massaveersystemen zoals o.a. in de Rotterdamse metrotunnel is toegepast). Over het algemeen wordt een verticale inverting tot maximaal 3 mm toegelaten (net als voor de trambruggen in Amsterdam).

Ook de Nederlandse Spoorwegen gaan er geleidelijk aan toe over om op stalen bruggen continue verende railopleggingen toe te passen. Op één brug ligt het reeds, andere volgen in de komende jaren. De TPD zal aan een aantal hiervan metingen uitvoeren en de resultaten o.a. gebruiken om het rekenmodel te verbeteren.

De TPD voerde in opdracht van VROM en van de ORE kortgeleden metingen uit aan diverse verende spoorstaafbevestigingen. Bepaald werden de veereigenschappen voor het gehele van belang zijnde frequentiegebied. Ook onderzocht werd een houten dwarsligger, zoals op sommige stalen NS-spoorbruggen als constructie tussen de spoorstaaf en de brug wordt gebruikt. Ook deze bleek zich als een (tamelijk stijve) veer te gedragen en levert dus de daarbij behorende trillingisolatie en geluidreductie.

Uit lit.1 en lit.5 blijkt dat vooral in Duitsland veel ervaring is opgedaan met dempende lagen op stalen spoorbruggen. Met name op kokerliggerbruggen zijn grote verbeteringen bereikt (10 tot 20 dB(A)). Bij trambruggen die tevens dienst doen als brug voor het wegverkeer, kan het asfalt van het rijdek als dempende laag fungeren (tevens levert zo'n laag extra massa). Er zijn ons geen proeven bekend waarbij het effect hiervan experimenteel is bepaald. Met het TPD-rekenmodel zou een raming kunnen worden gemaakt.

Uit lit.1 en 5 blijkt voorts het volgende.

1. Een goede geluidreductie kan worden verkregen met een doorlopend ballastbed. Deze kan nog worden vergroot door een verende ballastmat toe te passen (mits de ondersteunende plaatconstructie voldoende zwaar en stijf is).

2. Met afscherming van geluidafstralende brugdelen zijn ook goede resultaten mogelijk. Bij een brug in de Japanse Shinkansenlijn bouwde men een complete omkasting (tunnelvormig) die verend werd opgehangen aan de brugconstructie. De binnenzijde werd bekleed met geluidabsorberend materiaal. De emissie van de brug nam met 30 dB(A) af.

3.2 Betonnen trambruggen

Betonnen bruggen met doorlopend ballastbed kunnen ongeveer even stil zijn als een normale baan (lit.1, 5). Ook betonnen bruggen met directe railbevestiging kunnen ongeveer zo stil zijn, mits men de spoorstaven verend oplegt, de constructie direct onder de oplegpunten voldoende zwaar is en men aanstoting door railovergangen zo veel mogelijk vermijdt (lit.1, 5). Ook moet men resonerende holten in de brugconstructie vermijden (lit.1).

3.3 Schermen

Verticale geluidabsorberende schermen langs de zijkanten van een brug kunnen de geluidafstraling van het directe wiel-/railgeluid naar punten onder de zichtlijn aanzienlijk verminderen (typerend is 5 dB(A); lit.1). Ook de geluidafstraling van de bovenzijde van de brug wordt er door verminderd. Een extra middenscherm kan het totaaleffect nog belangrijk vergroten (tot ca. 10 dB(A); lit.1).

4 Conclusies

4.1 Maatregelen

Er zijn diverse manieren waarop de geluidemissie van trambruggen kan worden beperkt:

- a. Kies, indien mogelijk, een betonnen brugconstructie. Betonnen bruggen zijn immers gemakkelijker stil te krijgen dan stalen bruggen.
- b. Pas, indien mogelijk, op een betonnen brug een doorlopend ballastbed toe. Betonnen bruggen met doorlopend ballastbed kunnen vrijwel even stil zijn als een aarden baan.
- c. Ook op stalen bruggen kunnen goede resultaten worden bereikt met een doorlopend ballastbed. Het effect kan nog vergroot worden met een verende ballastmat (mits de ondersteunende plaatconstructie voldoende zwaar en stijf is).
- d. Wanneer men directe railbevestiging toepast kan belangrijke geluidreductie worden verkregen met een verende oplegging. Er zijn op dit gebied in Amsterdam gunstige ervaringen opgedaan met een continue verende railoplegging, waarbij een statische inverting bij het passeren van de tram wordt toegestaan van 3 mm. Direct onder de verende oplegging moet de brugconstructie zwaar en/of stijf zijn.
- e. De geluidemissie van sterk ongedempte bruggen kan men terugdringen door de brug te dempen.
- f. Er is voorts reductie van het bruggeluid mogelijk door allerlei wijzigingen in de brugconstructie (plaatdikten, materialen, verstijvingen, massatoevoegingen) en door afscherming van stralende bruggedeelten (bijvoorbeeld door de montage van verend opgehangen platen ervóór).

Een kwantitatieve inschatting van de effecten van de maatregelen a t/m f is te maken met het door de TPD ontwikkelde rekenmodel.

Naast het beperken van de responsie en afstraling van de brug is ook het beperken van de aanstoting van groot belang:

- g. Door rolgeluid. Regelmatig slijpen van de rails op de brug is aan te bevelen.
- h. Door stootgeluid. Pas liplassen toe.

Tenslotte is het van belang om de emissie van direct rolgeluid naar de omgeving te beperken door:

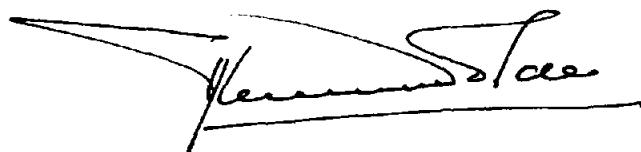
- i. Schorten en absorptie onder de tram toe te passen.
- j. Absorptie tussen en naast de spoorstaven aan te brengen.
- k. Schermen langs de zijkanten te plaatsen, liefst met absorberende binnenkant. Een extra geluidabsorberend scherm tussen de sporen geeft nog een aanzienlijk extra effect.

4.2 Kwantitatieve gegevens

Over de effecten van de onder 4.1 genoemde maatregelen a t/m h zijn voor trambruggen vrijwel geen betrouwbare meetgegevens voorhanden. Ook zijn er voor trambruggen nog nooit berekeningen uitgevoerd met het TPD-rekenmodel.

Delft, 11 september 1991

Technisch Fysische Dienst TNO-TU Delft

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Ten Wolde', written over a horizontal line.

Dr. ir. T. ten Wolde

Literatuur

1. T. ten Wolde, J.C. Tukker, "Samenvattende studie tramlawaai". Notitie nr. 5: -Geluidemissie van bruggen en viaducten-. TPD-HAG-rapport-91-0082, 23 mei 1991.
2. J.J.A. van Leeuwen. Verslagen van werkbezoeken aan HTM, RET, GVBA en Westnederland/NS (i.v.m. sneltram); Van Dorsser BV, verslagen nr. 8974-47, 1 t/m 4, 1990/1991.
3. T. ten Wolde. Verslagen van werkbezoeken aan a) Physikalisch Technische Versuchsanstalt für Wärme und Schalltechnik te Wenen en de Wiener Stadtwerke-Verkehrsbetriebe b) STUVA te Keulen; TPD-HAG-RPT-91-0005 en TPD-HAG-RPT-91-0010, jan. en febr. 1991.
4. J.C. Tukker en J.W. Verheij, "Geluidemissie stalen spoorbruggen. Rekenmodel voor geluidverminderende maatregelen", TPD-rapport 823.125 (TPD-HAG-RPT-89-0065), nov. 1989.
5. W.A. Oosting, "Beknopt literatuuronderzoek geluid-emissie stalen spoorbruggen", TPD-rapport 623.016, 1 juni 1987.
6. M.J.J. Santbergen en J.J.A. van Leeuwen. "Geluidniveaus ten gevolge van rijdende trams over de Reineveldbrug te Delft", concept - Van Dorsser-rapport 897447.AA, 10 juli 1991.

Bijlage 1

Artikel over SAO, het TPD-rekenmodel voor het geluidarm ontwerpen van plaatachtige constructies.

SNELLE REKENMETHODE VOOR GELUIDARM ONTWERPEN

Ir. M.G. Dittrich, Prof.dr.ir. J.W. Verheij
Technisch Fysische Dienst TNO-TH,
Postbus 155, 2600 AD Delft

A FAST COMPUTATIONAL METHOD FOR LOW NOISE DESIGN

Summary: Designers of machines, vehicles and appliances are increasingly compelled to integrate noise control into their product design.

Often, the excitation forces that are primarily responsible for noise generation cannot be entirely or sufficiently reduced. Then, structural measures are necessary to reduce sound transfer and radiation. At the TPD a computer program has been developed, which enables the designer to get an impression of the acoustic consequences of certain structural modifications within a short time. Due to the application of statistical methods the results can be regarded as averages over frequency bands in the structure's natural frequency region. In this manner a wide frequency range can be covered. The computational time is short and the program can be run on a PC.

This paper gives an overview of the program and of the acoustic models behind it. Verification, applications and further development are also discussed.

1 INTEGRATIE VAN LAWAAIBESTRIJDING IN HET ONTWERP

Constructeurs van machines, voertuigen en apparaten worden steeds meer genoodzaakt lawaai bestrijding te integreren in hun produktontwerp.

In dit artikel wordt ingegaan op een snelle rekenmethode voor geluidarm ontwerpen, die de constructeur inzicht geeft in de akoestische gevolgen van zijn ontwerp. Aan de hand van het schema bron-overdracht-ontvanger kan men twee typen technische maatregelen onderscheiden: maatregelen bij de bron zelf en maatregelen aan de overdracht.

Secundaire maatregelen aan de overdracht zoals omkasting, afscherming en isolatie zijn wijd verbreid. De laatste jaren is er een toenemende tendens om in te grijpen bij de bron zelf. Dit is het gevolg van regels op het gebied van milieu en arbeidsomstandigheden en op grond van zwaardere geluideisen die de markt stelt. Daar komt bij dat secundaire maatregelen uit oogpunt van kosten of functionaliteit onaantrekkelijk kunnen zijn.

Vaak kunnen de primair voor de geluidopwekking verantwoordelijke aanstootkrachten niet of onvoldoende worden verminderd. Dan is het noodzakelijk om de overdracht van de constructie en de afstraling te minimaliseren. De hier beschreven rekenmethode is bedoeld als hulpmiddel bij het ontwerpen van plaat- en schaalachtige constructies zoals machinebehuizingen en bepaalde voertuigcomponenten.

De ontwerper kan dit hulpmiddel toepassen in twee mogelijke situaties:

- het aanpassen van een bestaand ontwerp om dat stiller te maken;
- het evalueren van een nieuwe constructievariant op geluidproductie.

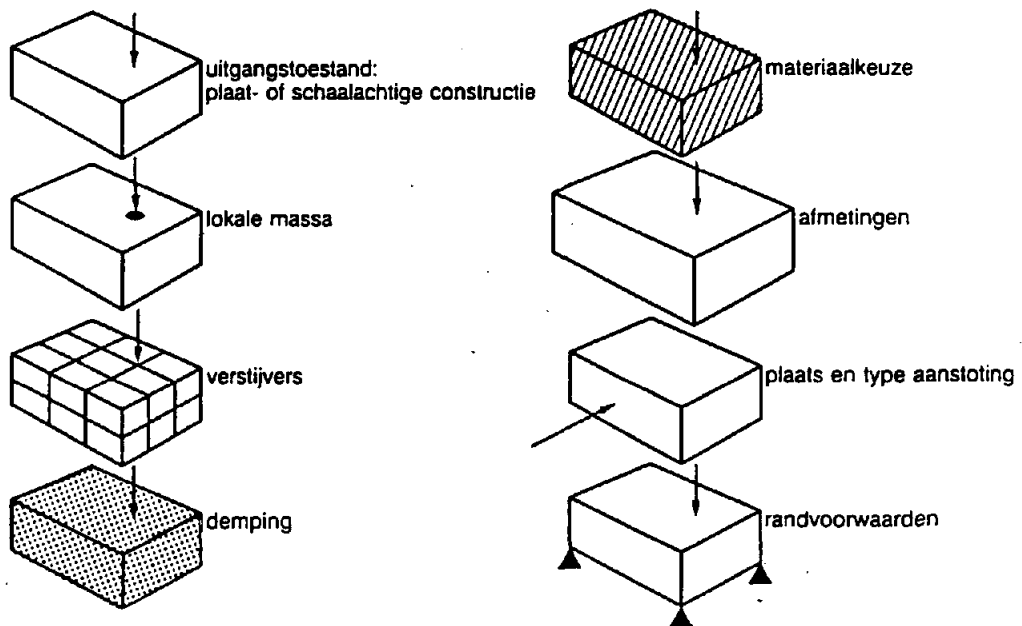
2 AKOESTISCHE ANALYSE VAN ONTWERPVARIANTEN

Er zijn veel typen maatregelen die toegepast kunnen worden om de geluidoverdracht te beïnvloeden, zoals in figuur 1 schematisch is weergegeven.

In de praktijk worden de maatregelen zelden op zowel constructie-overdracht als afstraling kwantitatief gecontroleerd, en het resultaat kan diensgevolge teleurstellend zijn. Een bekend voorbeeld is het aanbrengen van verstijvers waardoor de trillingniveaus kunnen dalen. In sommige gevallen neemt echter de afstralingsefficiëntie toe waardoor er zelfs een netto toename in de totale geluidoverdracht kan ontstaan.

De ontwerper wil graag weten in welke mate de verschillende maatregelen effectief zijn in samenhang met andere ontwerpseisen. Zo is bijvoorbeeld het aanbrengen van demping soms slechts in zeer beperkte mate effectief; massaverhoging is voor sommige producten niet toegestaan, een andere massaverdeling misschien weer wel.

Ontwerpvarianten voor stillere constructies

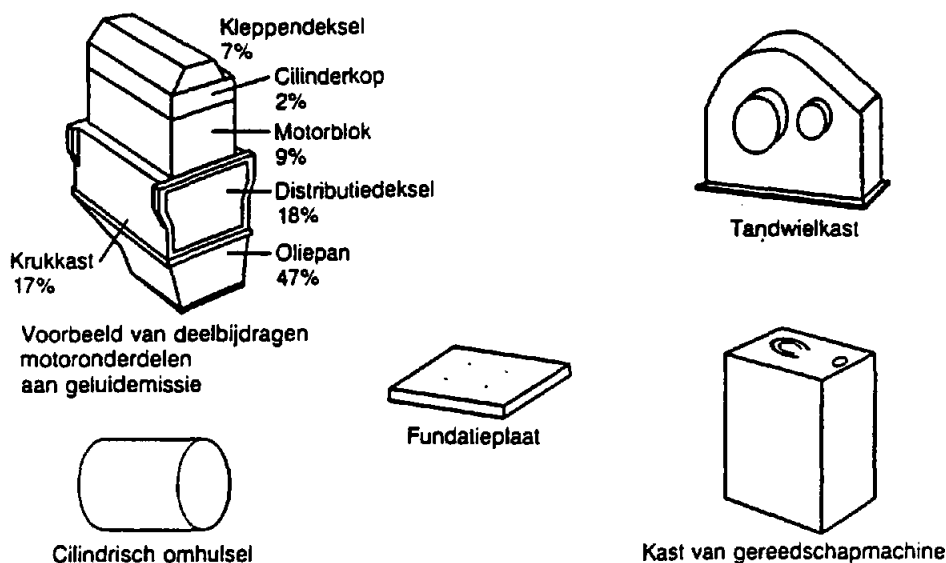


Figuur 1

Het belang van plaat- en schaalachtige constructies voor geluid
Plaat- en schaalachtige componenten spelen een belangrijke rol in de totale geluidoverdracht ten opzichte van volumineuze onderdelen. Dit is geïllustreerd in figuur 2,

waarin een aantal praktische voorbeelden van plaat- en schaalachtige componenten zijn afgebeeld. Het relatieve aandeel in de geluidproductie is weergegeven voor een bepaald type dieselmotor. Hier is te zien dat de volumineuze onderdelen zoals cilinderkop en motorblok een relatief laag aandeel hebben ten opzichte van oliepan, krukkast en deksels.

Voorbeelden van plaat- en schaalconstructies



Figuur 2

Het belang van plaat- en schaalconstructies ligt besloten in het feit dat de eerste eigenfrequentie meestal veel lager ligt dan bij volumineuze constructies; daar komt bij dat de modale dichtheid (dichtheid van eigenfrequenties) bij platen en schalen hoger is, waardoor de geluidoverdracht hoog is.

Benaderingsmethode in verhouding tot deterministische methoden

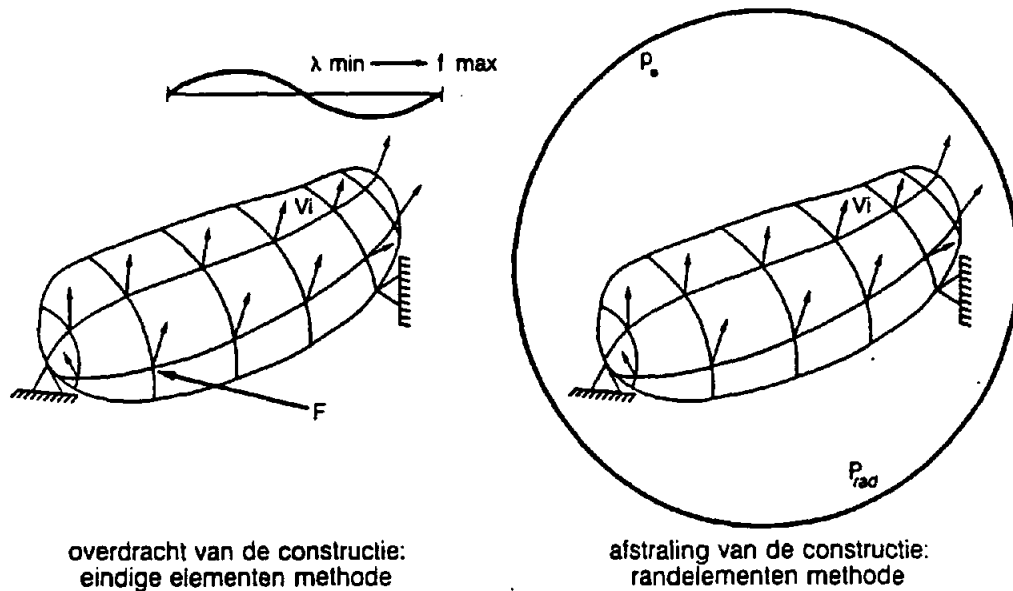
De hier omschreven rekenmethode is eigenlijk een aanvullend hulpmiddel op andere rekenmethodes zoals de eindige elementen methode en de randelementen methode. Kenmerken van de laatstgenoemde methoden zijn:

- beperking in het aantal te berekenen eigenfrequenties (modelgrootte, rekestijd, e.d.),
- afnemende nauwkeurigheid bij een toenemend aantal eigenfrequenties,
- het aantal benodigde elementen om trilvormen bij hogere frequenties te kunnen beschrijven neemt snel toe.

In figuur 3 is schematisch weergegeven hoe een willekeurige constructie met behulp van de EEM op overdracht van de constructie en met de randelementenmethode op afstraling doorgerekend kan worden. Deze methoden zijn deterministisch van aard.

Bij de EEM wordt een snelheidsverdeling v_i berekend bij gegeven aanstootkracht F , waarbij de elementafmetingen voldoende klein zijn ten opzichte van de golflengte. Met de

Voorbeeld van deterministische methoden voor het berekenen van geluidoverdracht



Figuur 3

randelementenmethode kan geluiddruk p of afgestraald geluidvermogen P_{rad} worden berekend voor gegeven snelheidsverdeling v_i .

Toepassing van deze technieken gaat meestal gepaard met de nodige modelleer- en rekeninspanning. Ze zijn bij uitstek geschikt wanneer het aantal van belang zijnde eigenfrequenties betrekkelijk klein is.

De in deze bijdrage behandelde methode is daarentegen vooral geschikt voor het frequentiegebied waar veel eigenfrequenties voorkomen. De berekende overdrachten zijn te beschouwen als energetische gemiddelden over 1/3-octaf frequentiebanden. De methode is globaal en parametrisch van aard en is een eenvoudige variant van SEA (Statistische Energie Analyse).

Het model voor de akoestische analyse

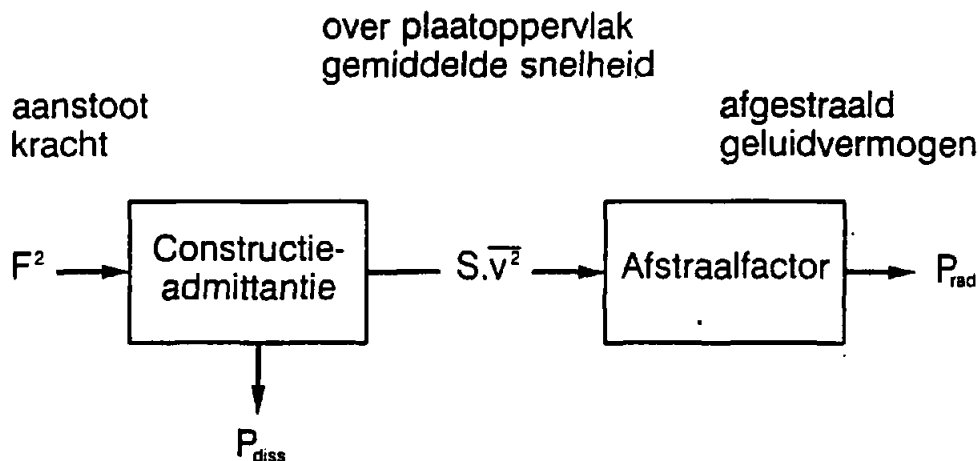
Evenals bij het bovenomschreven voorbeeld van EEM/randelementen kent het model bij deze rekenmethode twee deelloverdrachten: die van de constructie, kortweg constructie-admittantie genaamd en de afstraalfactor.

Ook hier is sprake van een aanstootkracht F , die een snelheidsverdeling veroorzaakt, die kwadratisch over het oppervlak wordt gemiddeld.

De overdracht van de constructie oftewel (oppervlakgewogen) constructie-admittantie wordt geschreven als

$$Sh^2 = S_{tot} \cdot \frac{\overline{v^2}}{F^2}, \quad (1)$$

(zie figuur 4). Tengevolge van allerlei dempingsmechanismen wordt vermogen in de constructie gedissipeerd. Dit vermogen wordt aangeduid met P_{diss} .



Figuur 4 Geluidoverdrachtschema voor plaat- en kastconstructies.

Met behulp van de afstraalfactor, die een maat voor de afstraalefficiëntie is, kan het afgestraald geluidvermogen veroorzaakt door een snelheidsverdeling $\overline{v^2}$ worden berekend. Deze is gedefinieerd als

$$\sigma = \frac{P_{rad}}{\rho c S_{tot} \overline{v^2}}, \quad (2)$$

waarbij $\rho_L c_L$ de luchtimpedantie voorstelt.

Het is van belang te weten, dat deze deelopdrachten Sh^2 en σ beide van bepaalde ontwerpparameters afhangen, soms op tegengestelde of niet-triviale wijze.

Belangrijke parameters

De belangrijkste basisparameters voor totale geluidoverdracht van plaatconstructies zijn:

- de plaatmassa per eenheid oppervlak

$$m_{p1} = \rho \cdot d_{p1} \quad (3)$$

(ρ = soortelijke massa; d_{p1} = plaatdikte)

- de plaatbuigstijfheid

$$B_{p1} = \frac{E d_{p1}^3}{12 (1 - \nu^2)} \quad (4)$$

(E = E-modulus; ν = poisson-constante)

- de verliesfactor η , een maat voor de demping van de constructie (hier het totaal van materiaaldemping, dissipatie in verbindingen, stralingsdemping, etc.);

$$\eta = 2 \times \text{percentage kritische demping (bekend uit modale analyse)} \quad (5)$$

- de eerste eigenfrequentie van de constructie

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} \quad (6)$$

De totale geluidoverdracht is te schrijven als produkt van de deelloverdrachten.

$$\begin{aligned} \frac{P_{\text{rad}}}{\bar{F}^2} &= S_{\text{tot}} \cdot \frac{\bar{v}^{-2}}{\bar{F}^2} \cdot \frac{P_{\text{rad}}}{\rho_L c_L S_{\text{tot}} \bar{v}^{-2}} \cdot \rho_L c_L \\ &= Sh^2 \cdot \sigma \cdot \rho_L c_L \end{aligned} \quad (7)$$

totale overdracht
constructie-overdracht
afstraling

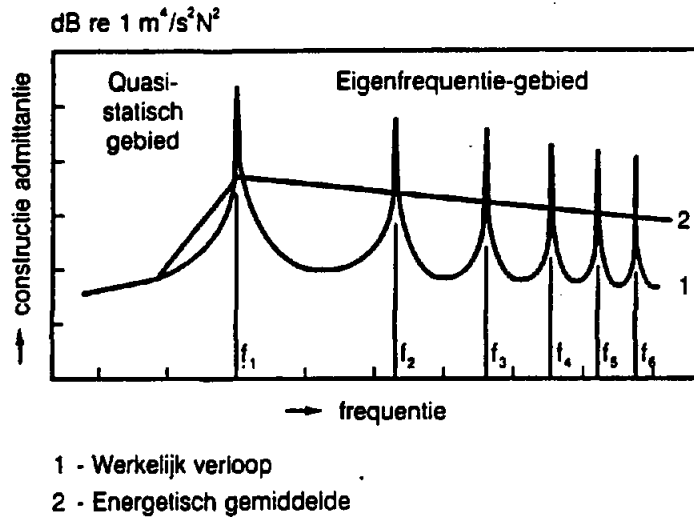
3 DE DEELOVERDRACHT VAN DE CONSTRUCTIE: Sh^2

De constructie-overdracht heeft twee kenmerkende frequentiegebieden: het quasi-statisch gebied beneden de eerste eigenfrequentie en het eigenfrequentiegebied daarboven. Tussen deze twee gebieden ligt een overgangsgebied van $1/2 f_1$ tot f_1 .

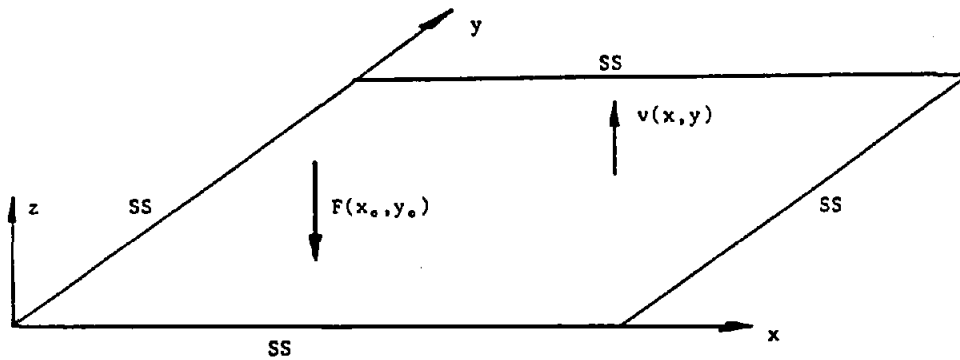
Een belangrijk kenmerk van de constructie-admittantie van platen is, dat het niveau boven de eerste eigenfrequentie veel hoger wordt. De dichtheid van eigenfrequenties oftewel "modale dichtheid" neemt snel toe per tertsband. In de benaderingsformules voor Sh^2 wordt energetisch gemiddeld over tertsbanden waardoor de benaderingscurve een verloop heeft zoals in figuur 5 te zien is. De overgang tussen $1/2 f_1$ en f_1 wordt geïnterpoleerd op log-log schalen.

Sh^2 van aan de randen opgelegde platen

Sh^2 kan voor een rondom opgelegde plaat (zie fig. 6) worden afgeleid uit de plaatgolfvergelijking:



Figuur 5 Kwalitatief verloop van de constructie-admittantie van een opgelegde plaat en het energetisch gemiddelde verloop (gestippeld).



Figuur 6 Belaste, aan de randen opgelegde plaat.

$$B_{p1} (1 + j\eta) \Delta \Delta v(x, y) - m_{p1} \omega^2 v(x, y) = j\omega p(x, y) \quad (8)$$

$p(x, y)$ is de drukbelasting die in deze afleiding resulteert in een puntkracht F in (x_0, y_0) .

In [1] en [5] wordt met behulp van de zogenaamde expansie theorie een reeksontwikkeling voor Sh^2 afgeleid. De expansie theorie toont aan dat de responsie van een systeem bij willekeurige aanstoting uitgedrukt kan worden in de eigenfrequenties ω_i en eigenfuncties $\phi_i(x, y)$. Hier wordt tevens de verliesfactor meegenomen.

$$Sh^2 = S_{tot} \cdot \frac{\bar{v}^2}{F^2} = \frac{2}{m_{p1}} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\phi_i^2(x_0, y_0)}{\left[(\omega_i^2 - \omega^2)^2 + \eta^2 \omega_i^4 \right] N_i} \quad (9)$$

Hierin is verwerkt de norm N_i

$$N_i = \int_S m_{p1} \phi_i^2(x,y) dx dy \quad (10)$$

Formule (9) kan voor zowel het quasi-statisch als voor het eigenfrequentiegebied worden benaderd voor $\omega \ll \omega_1$ en voor $\omega = \omega_1$. Dit levert het volgende eenvoudige rekenschema voor Sh^2 , zie lit. [1]:

$$Sh^2 = \frac{f^2}{8\pi(1 + \eta^2) f_1 m_{p1} \sqrt{m_{p1} B_{p1}}} \quad , \quad f < \frac{1}{2} f_1 \quad (11)$$

$$Sh^2 = \frac{1}{16\pi\eta m_{p1} \sqrt{m_{p1} B_{p1}}} \quad , \quad f > f_1 \quad (12)$$

Overgang, $1/2 f_1 < f < f_1$: log-log interpolatie tussen $Sh^2(1/2 f_1)$ en $Sh^2(f_1)$.

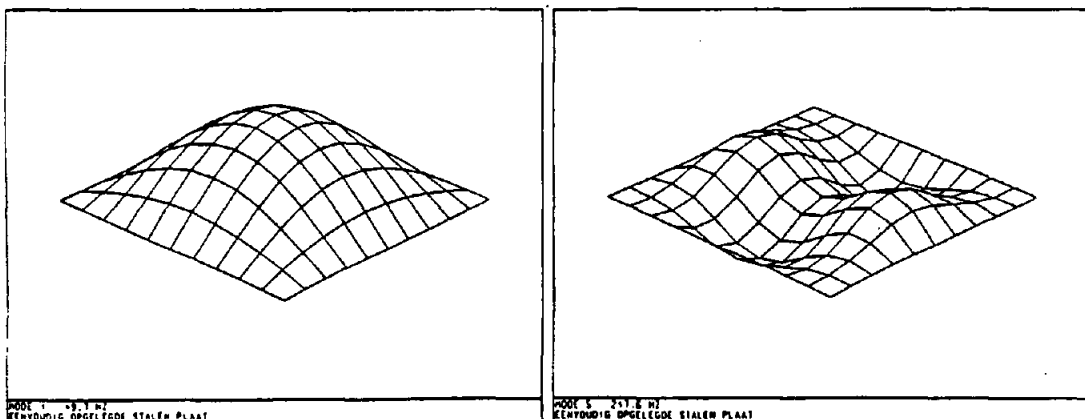
Bij de afleiding van Sh^2 uit formule (9) voor het eigenfrequentiegebied is gebruik gemaakt van de eigenfrequentiedichtheid van een plaat:

$$\frac{\Delta n}{\Delta \omega} = \frac{S}{4\pi} \sqrt{\frac{m_{p1}}{B_{p1}}} \quad (13)$$

Dit veronderstelt een aantal modes per tertsband en een gelijkmatige energieverdeling over de modes in een band. Formules (11) en (12) ontstaan uit integratie over tertsbanden.

Aan formules (11) en (12) is te zien dat het aanbrengen van demping beneden de eerste eigenfrequentie weinig effect heeft. Daarboven is de vermindering in Sh^2 omgekeerd evenredig met de verhoging van de verliesfactor η .

In de afleiding van bovengenoemde formules voor Sh^2 is gemiddeld over aanstootposities op de plaat.



Figuur 7 Met de EEM berekende trilvormen van opgelegde stalen plaat 1 m x 1 m x 1 cm.
Links: mode 1 bij 49.7 Hz, rechts: mode 5 bij 247.6 Hz.

De plaats van de aanstootkracht wordt minder belangrijk naarmate er meer modes in een tertsband zitten. Dit wordt aannemelijk gemaakt in figuur 7. De eerste mode is in een tertsband zonder andere modes. Het niveau van Sh^2 zal duidelijk afhangen van de aanstootplaats. De 5e mode ligt in dezelfde tertsband als de 6e. Doordat opeenvolgende modes verschillende knooppuntenverdelingen hebben, is de kans heel groot dat minstens één mode in de tertsband wordt aangestoten bij willekeurige lokatie van de aanstootkracht. De theorie is niet geldig voor aanstoting dicht bij de rand.

Een andere afleiding voor Sh^2 in het eigenfrequentiegebied is mogelijk met behulp van een vermogensbalans.

$$P_{in} = P_{diss} + P_{rad} = P_{diss,totaal} \quad (14)$$

P_{in} = ingaand vermogen,

P_{diss} = in de constructie gedissipeerd vermogen,

$P_{diss,totaal}$ = het totale gedissipeerde vermogen inclusief straling.

$$\begin{aligned} P_{in} &= \tilde{F}^2 \cdot \operatorname{Re} \left\{ Y_{in,\infty} \right\}, \text{ met } Y_{in,\infty} = \text{ingangsadmittantie oneindige plaat} \\ &= \tilde{F}^2 \cdot \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{Z_{in,\infty}} \right\}, \text{ met } Z_{in,\infty} = \text{ingangsimpedantie oneindige plaat} \\ &= \tilde{F}^2 \cdot \frac{1}{8\sqrt{m_{p1} B_{p1}}} \end{aligned} \quad (15)$$

$$P_{diss,totaal} = \eta\omega \cdot m_{p1} S_{tot} \overline{v^2} \quad (16)$$

totale kinetische
damping energie

Uit (15) en (16) volgt formule (12). De achtergrond van (15) en (16) staat in lit. [3].

Sh^2 van verstijfde platen

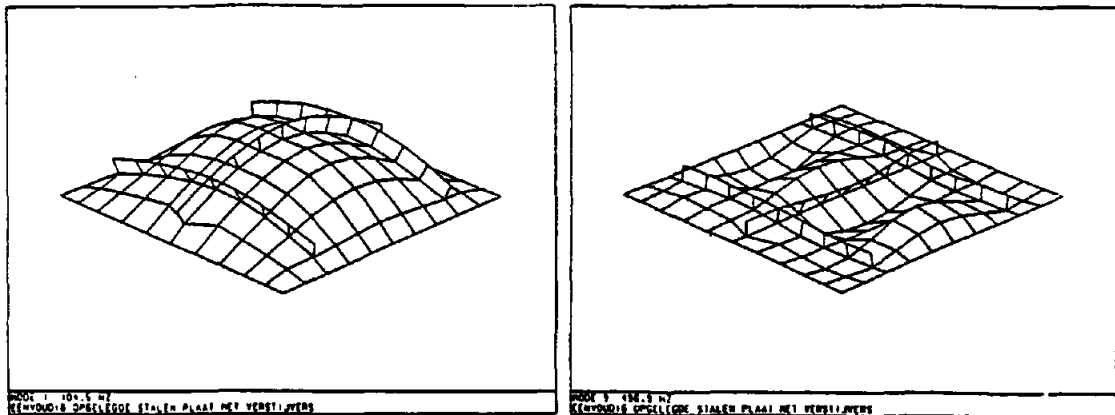
Bij verstijfde platen worden equivalente plaatdiktes $d_{p1,m}$ en $d_{p1,B}$ ingevoerd voor massa respectievelijk stijfheid.

Bij lage frequenties zijn ribben medebepalend voor de totale plaatstijfheid. Vanaf de zogenaamde koppelfrequentie f_r , gedragen de plaatvelden tussen de ribben zich als deelplaten met een plaatstijfheid overeenkomstig de plaatdikte. Dit is te zien in figuur 8.

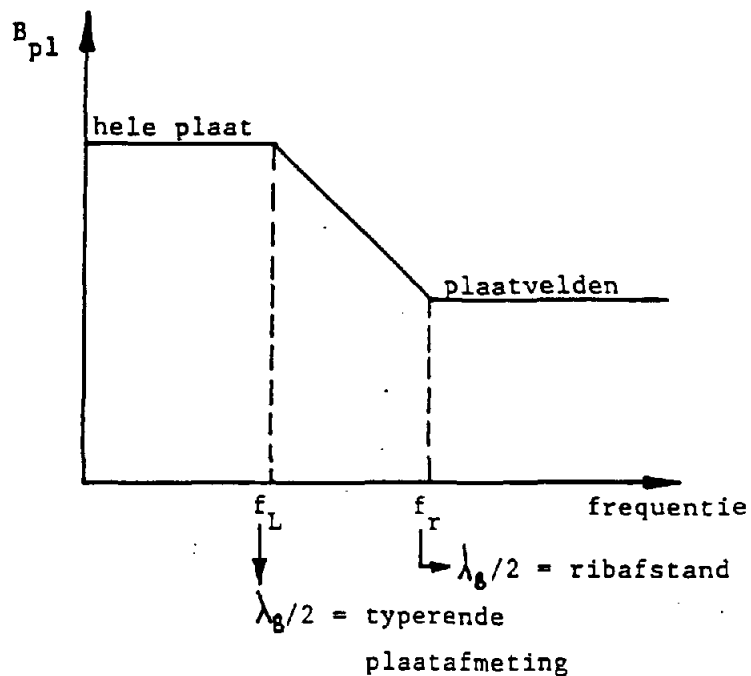
In figuur 9 is te zien hoe de plaatbuigstijfheid B_{p1} daalt vanaf een frequentie f_L waarbij de halve buiggolflengte $1/2 \lambda_B$ overeenkomt met een typerende platafmeting, tot de koppelfrequentie f_r , waarbij $1/2 \lambda_B$ overeenkomt met de ribafstand.

De ingangsadmittantie wordt natuurlijk sterk beïnvloed door de plaats van de aanstoting. De constructie-admittantie verschilt al naar gelang de aanstoting op een ribbenkruis, op een enkele rib of op een plaatveld plaatsvindt.

Afhankelijk van de verstijverconfiguratie en aanstootplaats worden correctiefactoren afkomstig uit EEM-berekeningen toegepast (zie [4], [5]).



Figuur 8 Met de EEM berekende modes van een verstijfde plaat. Links: mode 1 bij 104.5 Hz, rechts: mode 9 bij 496.9 Hz. Vanaf mode 9 zijn "plaatvelden" tussen de ribben herkenbaar.



Figuur 9 Verloop van de plaatbuigstijfheid voor een verstijfde plaat.

Sh² van kastconstructies

Constructies die lijken op uit platen opgebouwde kasten zoals bijv. machinebehuizingen, kunnen met het rekenmodel worden doorgerekend. Zonder hier verder de afleiding te

geven, wordt de formule voor de constructie-admittantie van een kast gegeven met N loodrecht op elkaar staande wanden.

$$Sh_{kast}^2 = Sh_{ap, enkel}^2 \cdot C_1/C_2, \quad (17)$$

(enkelvoudige
aangestoten plaat)

met

$$C_1 = \sum_{i=1}^n \frac{S_i}{S_{ap}} \cdot \frac{\overline{\tilde{v}}_2}{\overline{v}_{ap}^2}, \quad (17a)$$

$$C_2 = \sum_{i=1}^n \frac{\eta_i}{\eta_{ap}} \cdot \frac{d_{pl,i}}{d_{pl,ap}} \cdot \frac{S_i}{S_{ap}} \cdot \frac{\overline{\tilde{v}}_{2i}}{\overline{v}_{ap}^2}, \quad (17b)$$

S = oppervlak,

$\overline{\tilde{v}}^2$ = oppervlakgewogen gekwadraterde snelheid

\tilde{F} = aanstootkracht

d_{pl} = plaatdikte

η = demping verliesfactor

i = index voor plaat nr. i

ap = index voor aangestoten plaat

n = aantal platen

In (17a) en (17b) kan de snelheidsverhouding van plaat i ten opzichte van aangestoten plaat worden vervangen door de verhouding van ingangsimpedanties:

$$\frac{\overline{\tilde{v}}_i^2}{\overline{v}_{ap}^2} \approx \frac{Z_{in,ap}}{Z_{in,i}}. \quad (17c)$$

4 AFSTRALING

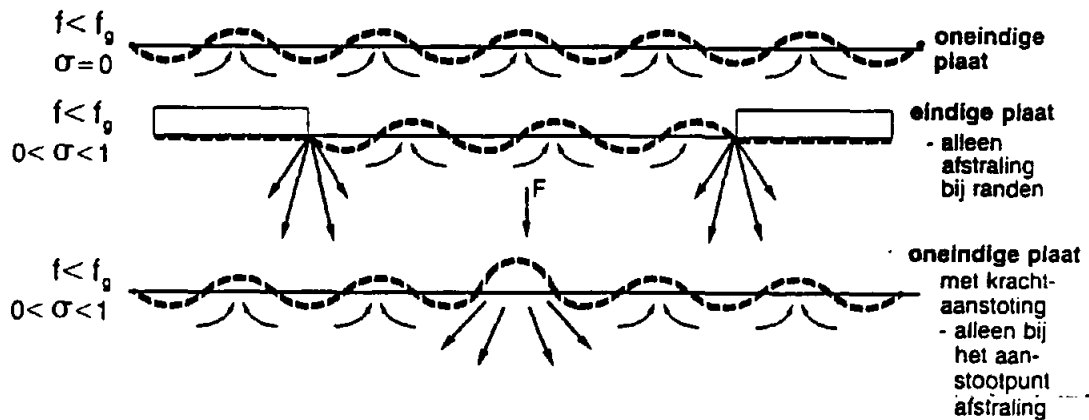
De afstraalfactor van verstijfde platen wordt berekend op grond van klassieke theorie afgeleid door Maidanik in lit. [6]. Hier wordt alleen aangegeven welke frequentiegebieden en mechanismen te herkennen zijn in de afstraalfactor.

Akoestische kortsluiting

Onder de voorwaarde dat plaatbuiggolflengte λ_B kleiner is dan de golflengte in lucht kan akoestische kortsluiting optreden. Dit verschijnsel, waarbij drukmaxima en drukminima

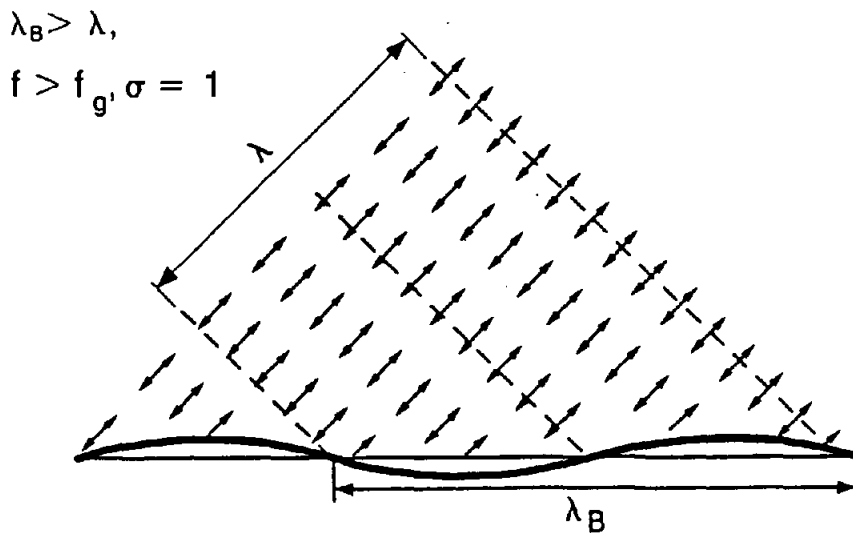
elkaar vereffenen, heeft verlaging van de afstraalfactor tot gevolg (zie fig. 10). Akoestische kortsluiting treedt niet op boven de zogenaamde grensfrequentie f_g . Boven f_g is de afstraalfactor $\sigma = 1$ en treedt volledige afstraling op (zie fig. 11).

Akoestische kortsluiting



Figuur 10

Volledige afstraling



Figuur 11

Bolbron

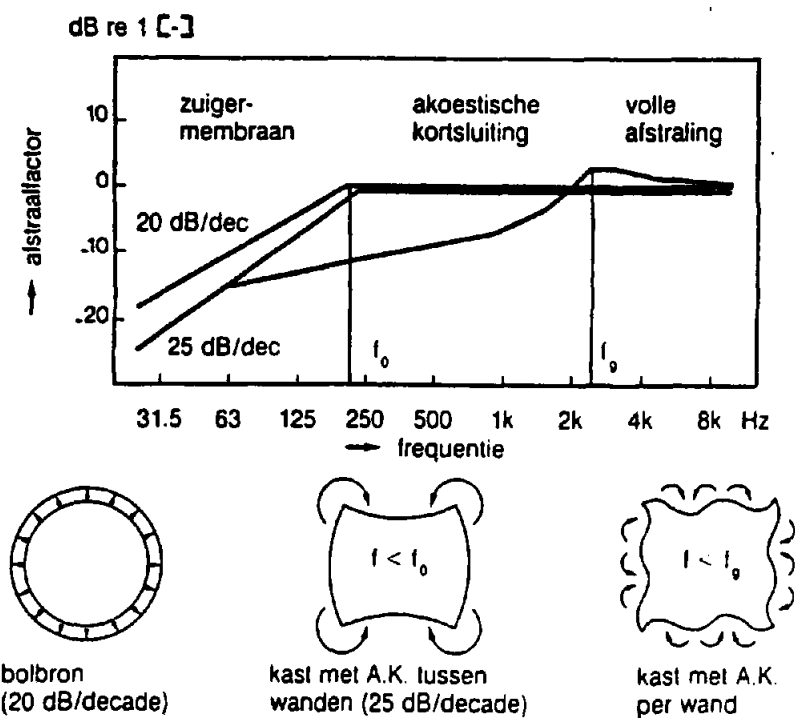
Platen in een baffel gedragen zich laagfrequent bij goede benadering als bolbron. Als geen akoestische kortsluiting optreedt, stijgt de afstraalfactor met 20 dB/decade tot de

zogenaamde “zuiger-membraan” frequentie f_0 volgens

$$\sigma = \frac{f^2}{f^2 + f_0^2} \quad (18)$$

(zie fig. 12).

Beneden f_0 zijn de afmetingen ten opzichte van de golflengte in lucht klein en is de afstraling inefficiënt.



Figuur 12 Afstraalfactor van bolbron en kast.

Akoestische kortsluiting tussen kastwanden

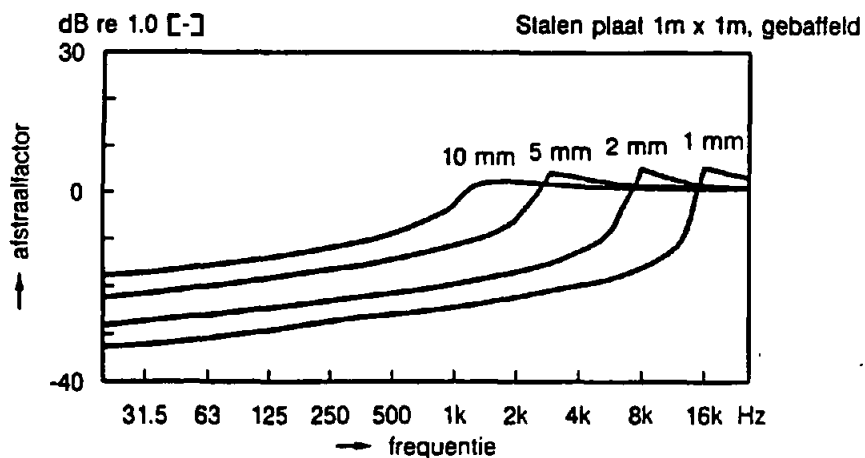
Kasten vertonen laagfrequent akoestische kortsluiting tussen onderlinge wanden. Dit effect is naast de twee bovenvermelde mechanismen afgebeeld in figuur 12. Kortsluiting tussen kastwanden heeft voor $f < f_0$ een steilere helling in de afstraalfactor tot gevolg dan bij een enkele plaat. Deze helling stijgt met 25 dB/decade volgens

$$\sigma = \frac{f^{2.5}}{f^{2.5} + f_0^{2.5}} \quad (19)$$

Plaatdikte

Bij toenemende plaatdikte wordt de afstraalfactor van een stalen plaat hoger, zie fig. 13.

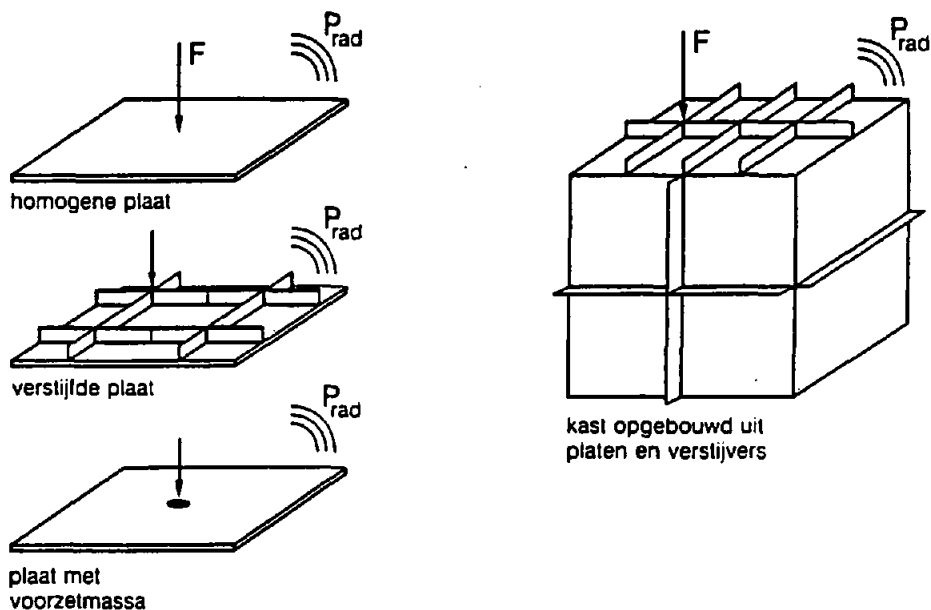
Afstraalfactor bij verschillende plaatdikten



Figuur 13

5 HET REKENPROGRAMMA

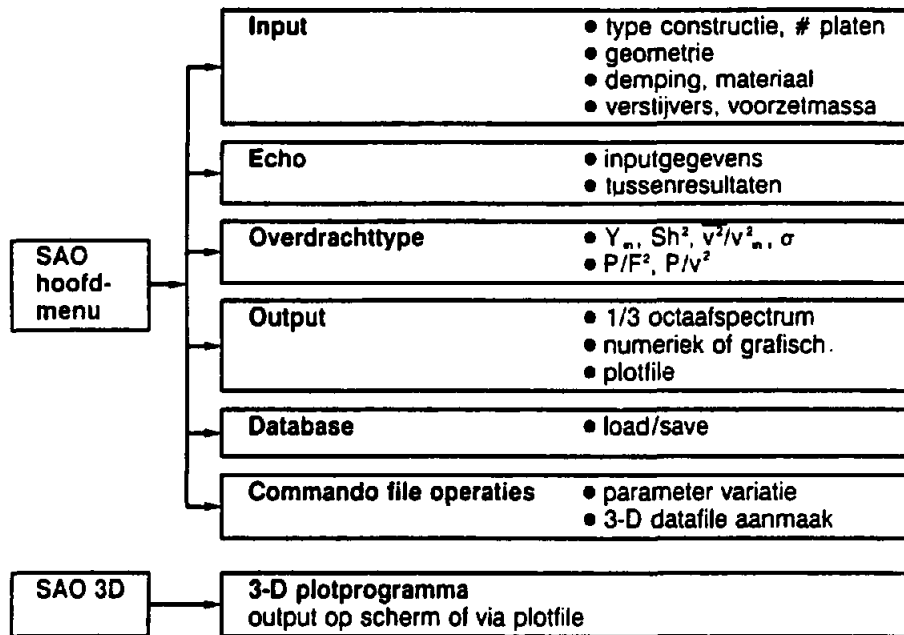
Het SAO-programma is in staat totale- en deelloverdrachten van platen met verstijvers of voorzetmassa en van kastconstructies te berekenen. Deze basisconstructies zijn weergegeven in figuur 14.



Figuur 14 Basisconstructies in SAO.

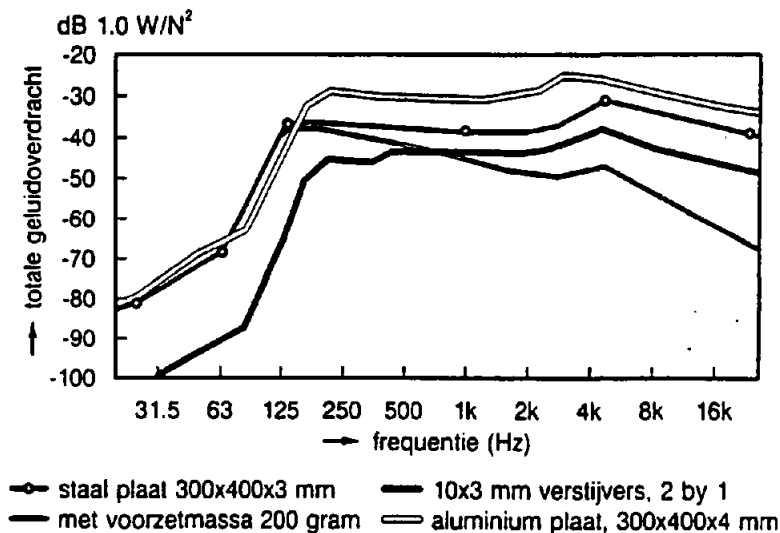
SAO is modulair opgebouwd en menugestuurd. De globale programmastructuur is weergegeven in figuur 15.

Structuurschema SAO-programma



Figuur 15

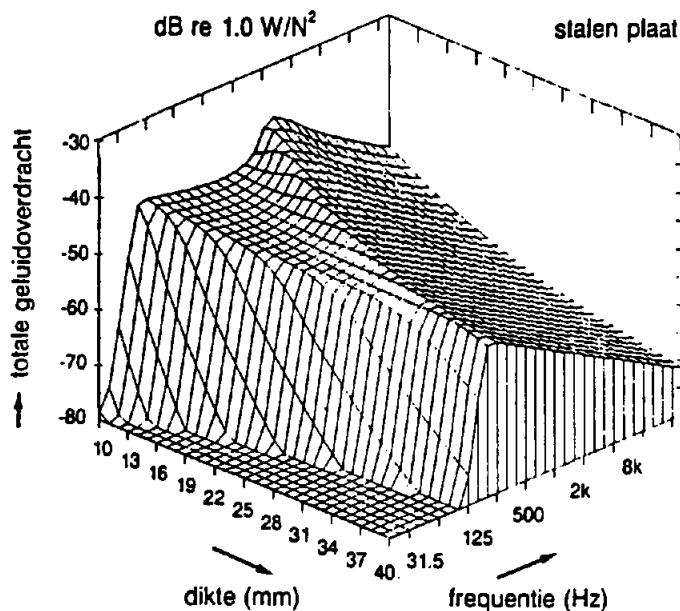
Ontwerp varianten berekend met SAO



Figuur 16 Voorbeelden van varianten berekend met SAO, opgelegde gebaffelde plaat.

Enkele varianten van een opgelegde, gebaffelde plaat zijn doorgerekend met SAO en uitgezet in figuur 16. De uitgangstoestand is een rechthoekige stalen plaat 300x400x 3 mm. Wordt een 200 grams voorzetmassa op het aanstootpunt aangebracht, dan vermindert de totale overdracht vanaf de massa-afsnijfrequentie. Het aanbrengen van verstijvers heeft bij deze plaat ook een gunstig effect op de totale overdracht. Materiaalverandering bij ongeveer gelijkblijvende buigstijfheid werkt averechts als in plaats van staal aluminium wordt genomen, bij deze plaatdimensies.

Het is ook mogelijk het programma vanuit een commando-file te besturen om snel het effect van variatie van een willekeurig invoervariabele op de geluidsoverdracht te evalueren. De zo berekende overdrachtspectra kunnen in een 3D-plot worden weergegeven zoals in figuur 17. Op deze wijze is de invloed van allerlei parameters snel zichtbaar te maken.

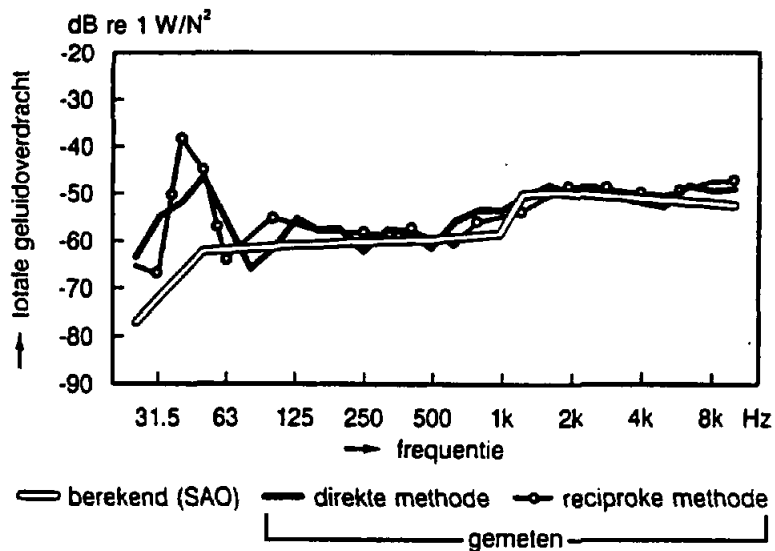


Figuur 17 3D-uitvoer van parametervariatie met SAO.

Verificatie

Er zijn voor alle rekenopties van SAO verificatiemetingen verricht. Deze bevestigen de doelstelling van het programma: parameterstudies om inzicht te krijgen in de samenhang tussen ontwerp en geluidsoverdracht zijn mogelijk met een nauwkeurigheid van enkele dB's in het eigenfrequentiegebied. Figuren 18 en 19 tonen verificatiemetingen van opgelegde platen en kasten.

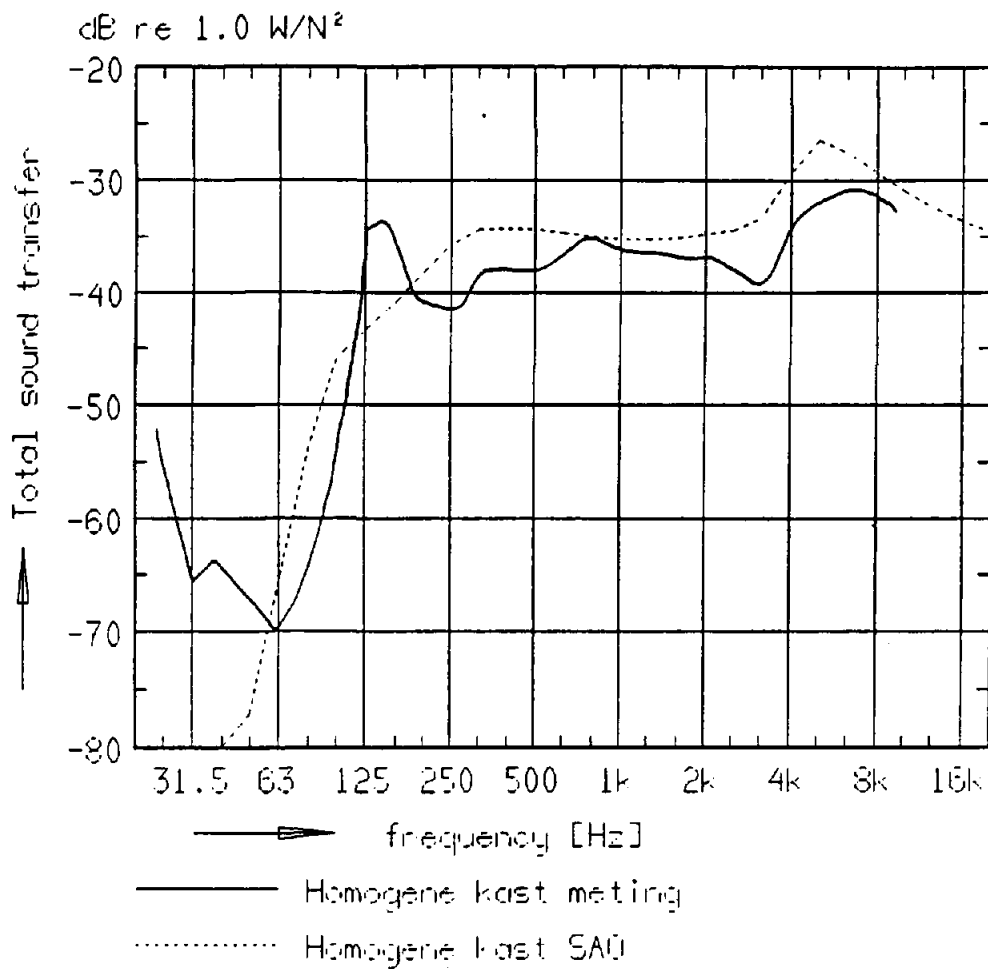
Verificatie voor opgelegde plaat



Figuur 18

Toepassingsvoorbeeld

Een voorbeeld van een ontwerpaanpassing voor geluid binnen andere ontwerpeisen is het volgende: pas een machinebehuizing zodanig aan dat de geluidsoverdracht enkele dB's daalt en de totale massa gelijk blijft. Uitgaande van een kast van 500x250x250 mm met gelijke wanddikten van 2 mm die wordt aangestoten op een van de grootste wanden, kan een behoorlijke reductie worden bereikt door massaherverdeling. Dit is het geval als de aangestoten wand verdikt wordt tot 6 mm en de andere 1 mm dik worden genomen (zie fig. 20).



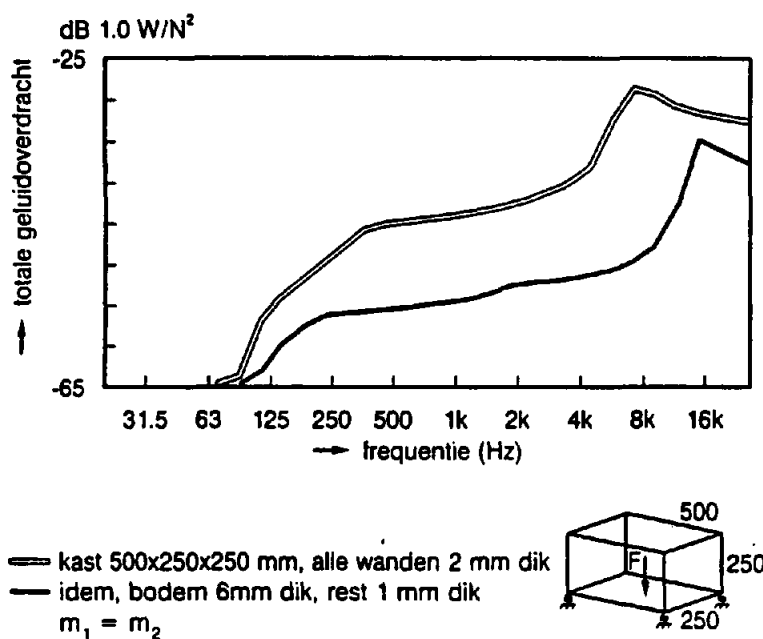
Figuur 19 Berekende en gemeten totale geluidoverdracht P_{rad}/F^2 voor een kast.

6 VERDERE ONTWIKKELING

Onderzoek, verificatie en implementatie van uitbreidingen van het rekenmodel vinden plaats en zijn gepland voor

- gekromde oppervlakken
- lijnaanstoting
- dempende lagen
- luchtgeluidisolatie

Het onderzoek wordt verricht in samenwerking met het bedrijfsleven met het oog op de praktische toepasbaarheid en zinvolle uitbreidingen in de rekenmodellen.



Figuur 20 Invloed van massaverdeling van een kastconstructie op de totale geluidoverdracht bij gelijkblijvende massa.

7 CONCLUSIES

Het SAO-rekenmodel is in staat de ontwerper snel inzicht te geven in de invloed van zijn ontwerpkeuze op geluidoverdracht van plaat- en kastachtige constructies.

De kracht van de methode ligt vooral in het beoordelen van ontwerpvarianten, met name in het eigenfrequentiegebied. SAO geeft een belangrijke aanvulling in het gebied waar de bekende modale analyse technieken slecht hanteerbaar zijn. Naarmate de modale dichtheid hoger wordt, wordt de nauwkeurigheid ook hoger.

8 LITERATUUR

1. M.G. Ditrach, J.W. Verheij, Acoustics of Mechanical Structures — A Computer Program for optimization of Plate-like Structures, TPD-rapport nr. 748/1, juli 1987.
2. R. Storm, *Untersuchungen der Einflussgrößen auf das akustische Uebertragungsverhalten von Maschinenstrukturen*, Dissertatie TH Darmstadt, 1980.
3. L. Cremer, M. Heckl, E.E. Ungar, *Structure-borne Sound*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1973.
4. H.W. Müller, W. Langer, H.P. Richter, R. Storm, Praxisreport Maschinenakustik - Berechnungs- und Abschätzverfahren für Maschinengeräusche, Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Frankfurt, 1983.
5. E.G. Welp, *Untersuchung des Körperschallverhaltens von Platten- und Kastenstrukturen mit der Methode der finite Elemente*, Dissertatie TH Darmstadt, 1978.
6. G. Maidanik, Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields, JASA, 34 (1962), 809-826. Erratum in JASA 57 (1975) 1552.

Symbolenlijst

Symbool	Betekenis	Eenheid
B_{p1}	plaatbuigstijfheid	[Nm]
c_L	geluidsnelheid in lucht	[m/s]
d_{p1}	plaatdikte	[m]
E	E-modulus	[N/m ²]
F	kracht	[N]
f	frequentie	[Hz]
j	$\sqrt{-1}$	[-]
m_{p1}	plaatmassa per eenheid oppervlak	[kg/m ²]
N_n	norm	[kg]
P_{diss}	gedissipeerd vermogen	[Watt]
P_{in}	ingaaand vermogen	[Watt]
P_{rad}	afgestraald vermogen	[Watt]
$p(x,y)$	plaatbelasting	[N/m ²]
S	oppervlak	[m ²]
$v(x,y)$	snelheid	[m/s]
$\overline{v^2}$	gekwadrateerde effectieve snelheid gemiddeld over het plaatoppervlak	[m ² /s ²]
Y_{in}	ingangsadmittantie	[s/kg]
Z_{in}	ingangsimpedantie	[kg/s]

Griekse symbolen

η	verliesfactor	[-]
$\Delta n/\Delta\omega$	modale dichtheid	[s/rad]
ν	poisson constante	[-]
λ, λ_B	golflengte, buiggolflengte	[m]
σ	afstraalfactor	[-]
$\phi_i(x,y)$	i-de trilvorm	[-]
ω	hoekfrequentie	[rad/s]
ρ, ρ_L	dichtheid, dichtheid van lucht	[kg/m ³]
-	r.m.s. waarde	

Bijlage 2

"Application of a Fast Statistical Computational Method for assessing the Sound Transfer of Plate-like Structures"

tekst behorend bij een lezing door M.G. Dittrich, gehouden op een congres over "Prediction of the noise emitted by vibrating structures", Senlis, maart 1991.

Application of a Fast Statistical Computational Method for assessing the Sound Transfer of Plate-like Structures

M.G. Dittrich
TNO Institute of Applied Physics
P.O. Box 155, 2600 AD Delft, The Netherlands

1. Introduction

Low noise design plays an increasingly important role in the development of machines, appliances, vehicles and structures. Besides basic insight into acoustics and measurement facilities, the designer often needs computational tools with which the acoustic consequences of particular design choices can be assessed.

Finite element (FE) methods and to a lesser extent boundary element (BE) methods are applied in this manner, but they have their limitations: a particular mesh density implies an upper frequency limit, and results depend strongly on boundary conditions, element type and solution techniques. Model development and result interpretation can be time-consuming and demand experience in the techniques. When large numbers of vibrational modes are encountered, as is the case for plate-like structures, FE and BE methods become impractical.

Statistical Energy Analysis (SEA) methods are complementary to FE and BE methods, and involve quite a different approach to modelling. They are capable of covering the frequency range with a high modal density and are therefore mostly not suited to the low frequency region. The use of SEA for mechanical structures is not widespread in industry on the scale of FE and BE methods for several reasons:

- lack of familiarity with SEA
- specific acoustic know-how and experience is needed for building SEA models
- estimation of loss factors and coupling loss factors can be complex.
- not much is known about accuracy
- SEA computer programs are not yet user-friendly enough for application in industry.

At TNO a limited form of SEA has been implemented in a program for estimating the sound transfer of well-coupled, plate-like assemblies (SAO-Structural Acoustic Optimization Program). In this paper a brief description of the model and the program is given, and two applications are presented.

2. Scope and description of the method

The method is used for making rough 1/3-octave estimates of various types of structural-acoustic transfer functions of plate-, shell- and box-like components. This type of structure typically has several modes per band above the first natural frequency.

The excitation is assumed constant, which is frequently the case when the primary excitation source cannot be fundamentally modified. An approximate equivalent model of the real structure is made consisting of one or more plates or shells to which stiffeners, damping and mass at the input can be added to influence sound transfer. The limitation in relation to SEA lies in the fact that only well-coupled and rather compact plate assemblies are treated, and therefore no explicit knowledge of coupling loss factors is needed.

Parameter studies on various transfer functions can be made to investigate the effect of design modifications for a given excitation.

In fig. 1 examples of some basic equivalent structures that can be modelled are illustrated. The simulation of the real structure by such an equivalent structure is an important step in the modelling process.

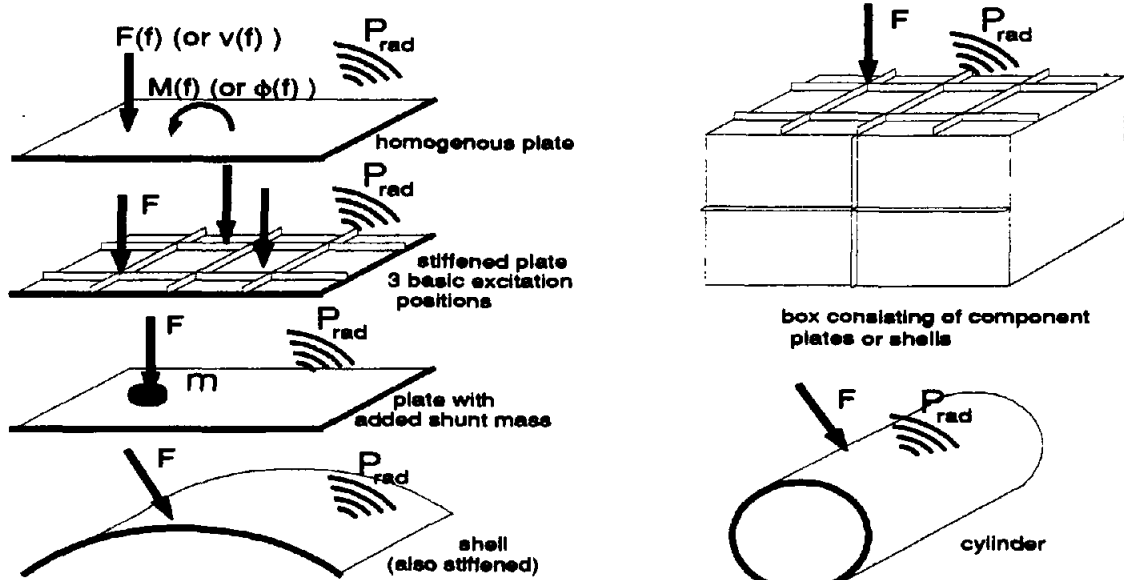


Fig. 1: Examples of equivalent structures represented by SAO.

The sound transfer chain consists of several steps: input mobility, velocity transfer and radiation efficiency (see fig. 2). The excitation input can be a dynamic force or moment with a particular spatial distribution; with the input mobility Y_{in} the input velocity response can be calculated. The surface-averaged velocity v_{av}^2 can be calculated from the input velocity v_{in} and the velocity transfer function H_v . The radiated sound power P_{rad} can be computed from v_{av}^2 and the radiation efficiency σ .

When attempting to minimize the sound power for a given excitation, the total sound transfer function can be used, which is given here for point force excitation:

$$\frac{P_{rad}}{F^2} = |Y_{in}|^2 \cdot |H_v|^2 \cdot \sigma \cdot S \cdot (\rho c)_{air} \quad (1)$$

By using this total function, the gross effect of structure modifications can be assessed. This is not trivial, as can be seen for example for the case of stiffening a structure: the vibration level may be reduced whilst the radiation efficiency may increase.

Structural transfer: input mobility, velocity transfer and surface weighted mobility

The various acoustic transfer functions in fig. 2 can be derived from a power flow diagram for a well-coupled structure given in fig. 3. The total input power P_{in} injected into the system results in vibration which is dissipated by structural damping mechanisms (P_{dis} , structurally dissipated power) and by sound radiation (P_{rad} , radiated sound power), which together give a "total dissipated power" $P_{dis,tot}$.

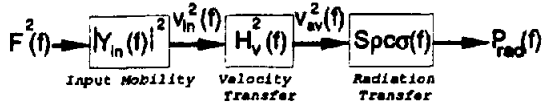


Fig. 2: Sound transfer chain (force excitation)

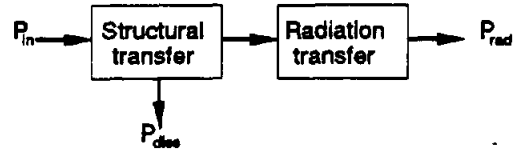


Fig. 3: Power flow model

This results in

$$P_{in} = P_{diss} + P_{rad} = P_{diss,tot} \quad (2)$$

By substituting expressions for P_{in} and $P_{diss,tot}$ in (2), various kinds of structural transfer functions can be derived, depending on the type of excitation (see ref [1]). For a point force F , for example, a "surface-weighted mobility" can be derived as follows:

$$P_{in}(f) = F^2(f) \operatorname{Re}\{Y_{in}(f)\} \quad (3)$$

where F =r.m.s. input point force, Y_{in} =input mobility v_{in}/F , f =frequency

$$P_{diss,tot}(f) = \eta \omega m_{pi} S v_{av}^2(f) \quad (4)$$

where η = total damping loss factor (as measured), ω =angular frequency= $2\pi f$, m_{pi} =plate mass per unit area = ρh_{pi} (=specific mass \times plate thickness), S =total area of vibrating surface, and $v_{av}^2(f)$ =spatial average of mean square velocity.

Equating (3) and (4) and rearranging gives an expression for Y_s , the surface weighted mobility:

$$Y_s^2(f) = |Y_{in}|^2 \cdot |H_v|^2 = S \frac{v_{av}^2(f)}{F^2(f)} = \frac{\operatorname{Re}\{Y_{in}(f)\}}{\eta 2\pi f m_{pi}} \quad (5)$$

Expressions for the input mobility Y_{in} or its inverse, the input impedance Z_{in} , can be found in ref [1] for various infinite and semi-infinite structures. Such expressions can be derived from modal density (see ref [3]) and by applying the expansion theorem. They are valid as 1/3-octave estimates when several natural frequencies per band are present.

For example for a homogenous plate, assume $Y_{in} = Y_{in,\infty}$, and

$$Y_{in,\infty}(f) = \frac{1}{8\sqrt{m_{pi} B_{pi}}} \quad (6)$$

where B_{pi} =plate bending stiffness= $Eh_{pi}^3/12(1-\nu^2)$, E =Young's modulus, h_{pi} =plate thickness, ν =Poisson's ratio.

Substitution of (6) in (5) gives

$$Y_s^2(f) = \frac{1}{8\eta\omega m_{pl} \sqrt{(m_{pl} B_{pl})}} \quad (7)$$

which is the expression as applied in the SAO program for single plates, above the first natural frequency. The first natural frequency is the lower bound for the validity of this method. It can either be calculated analytically or input in the model. Expression (7) is an estimate averaged over excitation positions anywhere on the plate except on or near the edges.

In a similar manner, expressions can be derived for plates with stiffeners (see ref [5]), shells, and cylinders. The input mobility, the first step in the sound transfer chain, is estimated by assessing the region close to the excitation point, and often can be related to the modal density. For assemblies of plates or shells ('boxes') an assumption is made about the velocity distributions of the individual parts:

$$\frac{v_{av,i}^2(f)}{v_{av,j}^2(f)} = \frac{\text{Re}\{Y_{in,i}(f)\} h_{pl,i}^2}{\text{Re}\{Y_{in,j}(f)\} h_{pl,i}^2} \quad (8)$$

where i and j are indices for the component plates in a box-like assembly.

This is valid for well-coupled plate-like structures, for which the coupling loss factor (as used in SEA) is considerably larger than the loss factor of the structure.

The expression for surface-weighted mobility of a box-like assembly can be derived from (8):

$$Y_{S \text{ box}}^2(f) = Y_{S \text{ single plate}}^2(f) * C_2/C_1 \quad (9a)$$

C_1 and C_2 are frequency dependant factors, and can be derived using simple SEA models.

$$C_1 = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\eta_i(f) m_{pl,i} S_i \text{Re}\{Y_{in,i}(f)\}}{\eta_{ex}(f) m_{pl,ex} S_{ex} \text{Re}\{Y_{in,ex}(f)\}} \right) \quad (9b)$$

$$C_2 = \sum_{i=1}^N \left(\frac{S_i \text{Re}\{Y_{in,i}(f)\}}{S_{tot} \text{Re}\{Y_{in,ex}(f)\}} \right) \quad (9c)$$

The index 'ex' indicates the excited plate, 'tot' indicates total area.

Velocity transfer H_v^2 is related to input mobility and surface-weighted mobility:

$$H_v^2 = \frac{v_{av}^2}{v_{in}^2} = \frac{Y_s^2}{S \cdot |Y_{in}|^2} \quad (10)$$

Sound radiation

Radiated sound power is related to the vibration level, but a high average vibration level does not always imply a high sound radiation.

The radiation efficiency σ is a measure for the airborne sound transfer, defined as:

$$\sigma = \frac{P_{\text{rad}}}{(\rho c)_{\text{air}} S v_{\text{v}}^2} \quad (10)$$

An established model for the radiation efficiency of stiffened plates developed by Maidanik (ref [4]) is used, that incorporates the effects of acoustic short-circuiting; at low frequencies, a model similar to that of a spherical radiator is employed. Examples of radiation efficiency as calculated by SAO are given in fig. 4, which shows how increase in plate thickness increases radiation efficiency below the critical frequency f_c . At this frequency the wavelength in the structure is equal to that in air. Above f_c the radiation efficiency is 100%, i.e. 0 dB (sometimes slightly more).

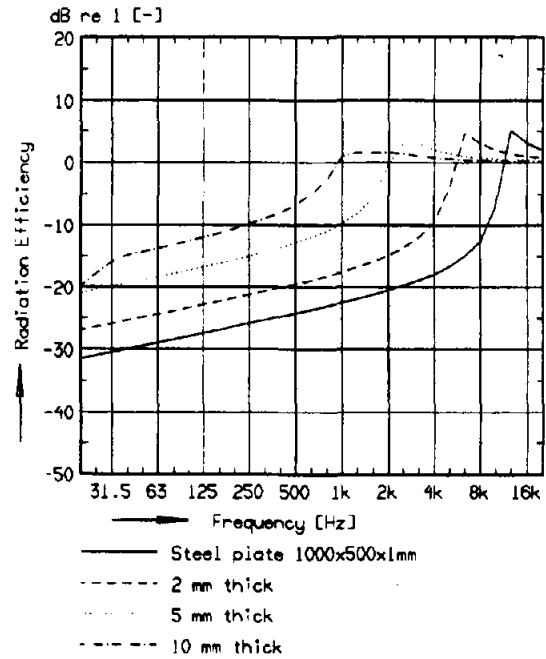


Fig. 4: Radiation efficiency for various plate thicknesses.

For box-like structures, a surface-weighted average is taken over the individual radiation efficiencies of the component plates:

$$\sigma_{\text{box}}(f) = \frac{\sum_i \sigma_i(f) S_i v_{\text{sv},i}^2(f)}{\sum_i S_i v_{\text{sv},i}^2(f)} = \frac{\sum_i \sigma_i(f) S_i \text{Re}\{Y_{\text{in},i}(f)\}}{\sum_i S_i \text{Re}\{Y_{\text{in},i}(f)\}} \quad (11)$$

where i is an index for the plate number.

3. Program Implementation

The modules described above are among those which have been implemented in the SAO computer program. The present implementation includes the following transfer functions:

1. Input mobility
2. Velocity transfer
3. Surface-weighted mobility
4. Radiation efficiency
5. Total transfer functions
6. Sound insulation (single plates)
7. Sound irradiation (single plates)
8. Damping layers (single plates)

Excitation can be modelled as a point force or velocity, a point moment or angular velocity, line and edge excitation (in new version), and diffuse sound pressure. Structures that can be modelled in the present version are homogenous or stiffened plates, shells, cylinders and assemblies of plates and shells. Added mass, damping and stiffener modifications are included. Computation times are very short, typically a few seconds at the most.

The program has been developed in standard FORTRAN 77 using GKS graphics, and is available on VAX-VMS and MS-DOS computers. Adherence to standard FORTRAN 77 and GKS guarantees good portability to other computer systems and graphic output devices. SAO is menu-controlled, giving short turn-around time, and is provided with online help and various databases. The program setup is illustrated in fig. 5.

Parameter studies and optimization can be performed using a command file option, with which any structure input parameter can be automatically varied. Modules are provided for postprocessing of 1/3-octave spectra and 3-dimensional presentation of parameter variation.

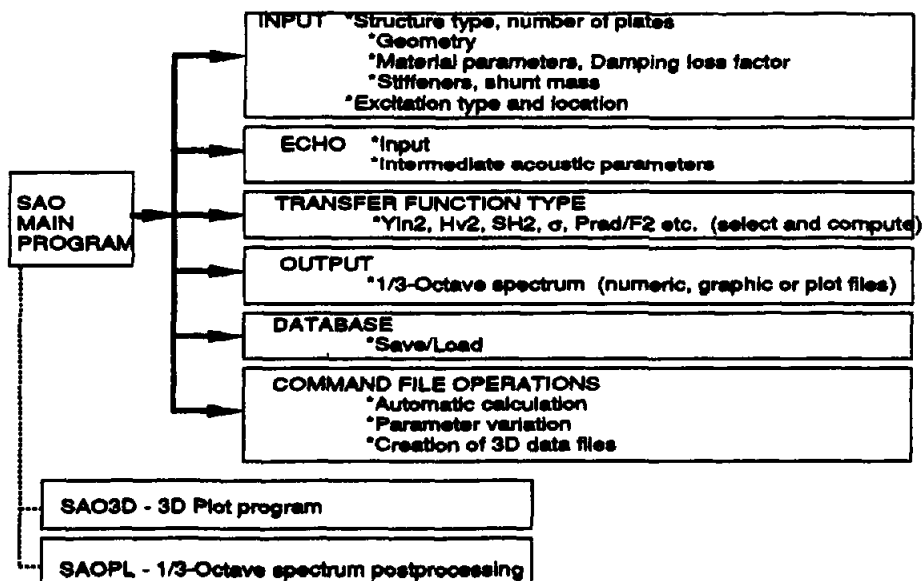


Fig. 5: Schematic program setup of SAO.

Some simple examples are shown in figs. 6-8. Fig. 6 shows the total transfer function for plates of similar bending stiffness and with shunt mass and stiffeners.

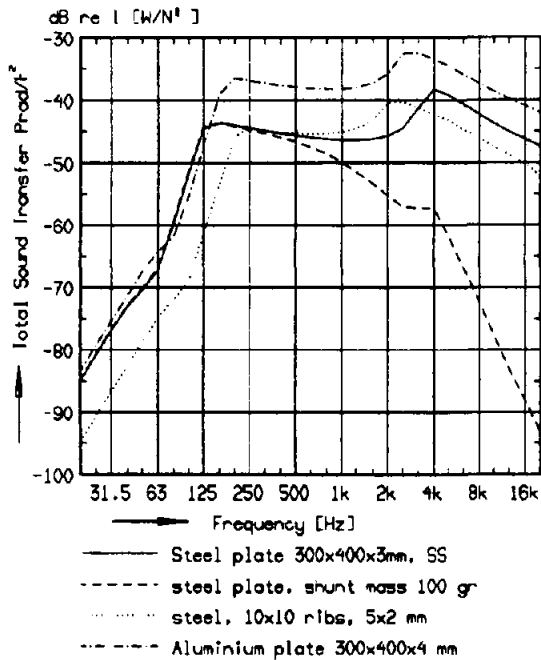


Fig. 6: Total sound transfer level of structural alternatives for a single plate. The Al plate has a similar bending stiffness to the steel plate.

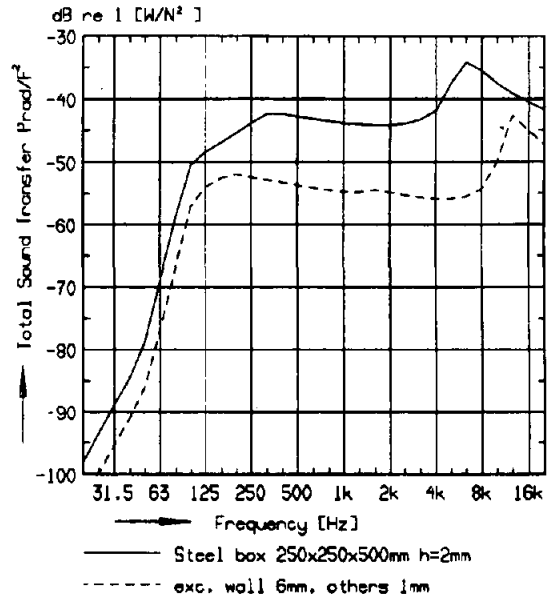


Fig. 7: Total sound transfer level of steel box, 250x250x500 mm, for different wall thicknesses and constant total mass.

Fig. 7 illustrates the effect of changing the plate thicknesses of a steel box without changing the total mass. The solid line represents a steel box of 250x250x500 mm, with all walls 2 mm thick, excited on one of the rectangular walls. It can be seen that by thickening the excited wall from 2 to 6mm, and reducing the remaining walls from 2 to 1 mm, a considerable reduction can be obtained. The damping loss factor was 0.01.

Fig. 8 shows the result of automatic parameter variation; the total sound transfer function was computed for 31 plate thicknesses for a steel plate of 1 x 2 meters. The first natural frequency and the critical frequency are clearly visible as moving peaks in the 3D diagram.

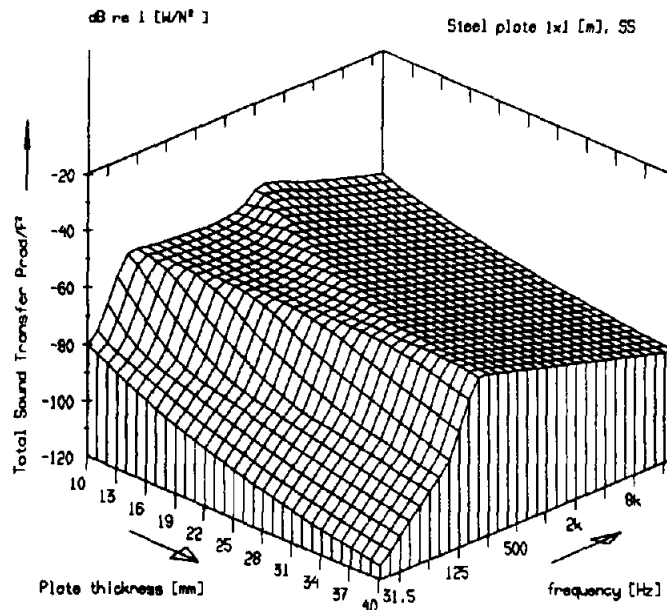


Fig. 8: Result of parameter variation: total sound transfer function of steel plate 1 x 2 meters for varying plate thickness 10-40mm.

Damping

Damping is an important input parameter, so the program provides a number of standard curves and the option to read in damping curves from a user database. In practice, material damping is often dominated by damping of edges, mechanical mountings and joints etc.

4. Applications

Two practical applications are given in the following, to give an idea of how SAO can be used effectively. It should be borne in mind, that the method is suited to a specific class of noise problems and structure types, and should not be used for tonal resonance phenomena or quasi-static analysis, for which other methods are well-suited. The kind of structures or components that can be dealt with should have several modes per 1/3-octave band in the frequency range of interest, and consist of plates, shells or similar elements. The character of the excitation may be either broadband noise, impact or intermittent impact, or varying tonal excitation.

4.1 Vehicle components

Two examples of application on components of a lorry diesel engine are given here:

Case a) A cast Aluminium oil sump, comparison of measured and calculated sound transfer in absolute values.

Case b) Aluminium and pressed steel valve covers, comparison of measured and computed differences in total sound transfer.

These components are light in comparison to the engine block, and therefore experience velocity excitation. The results given here were obtained for point force excitation on

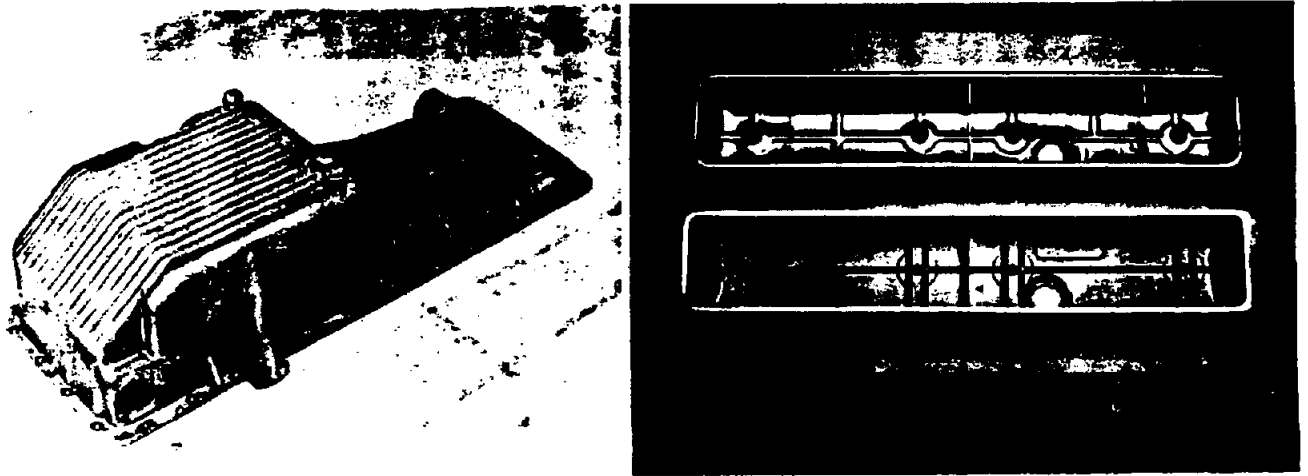


Fig. 9: Engine Components: left, Aluminium oil sump; top right, steel valve cover; bottom right, Aluminium valve cover.

side walls of the components. Present research (to be published) on line excitation has shown that this approach is allowable for prediction of differences, although not for absolute values. Therefore, case a) illustrates the descriptive value of the model, whilst case b) shows results with practical meaning.

Aluminium Oil Sump

The structure was modelled as a baffled plate assembly, consisting of 6 stiffened plates. For the verification of absolute values and the model, measured damping was entered in the model. The mounting influences the loss factor, but is not so important for the model representation ("boundary conditions" are of less importance for this type of model). The measurements were performed on a sump laid on a rubber mat on the floor of a reverberation chamber. The total sound transfer function P_{rad}/F^2 was measured reciprocally (average sound pressure and acceleration at excitation point).

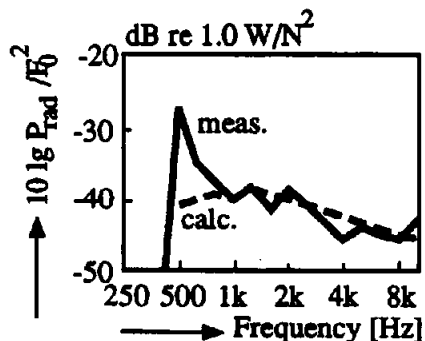


Fig. 10a: Calculated and measured total sound transfer levels on Al sump for point force excitation on top surface.

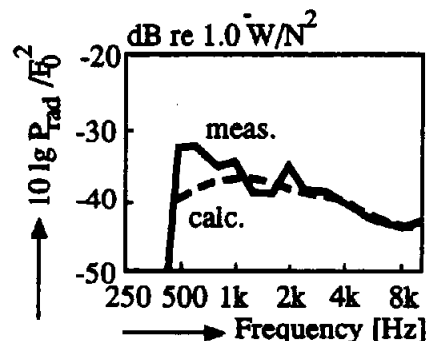


Fig. 10b: Same results for excitation on side wall.

Figs. 10a and b give the comparison between measured and computed total sound transfer level for point force excitation on two different walls. It is clear that correspondance

improves with increasing frequency, where there are more modes per 1/3-octave band. Inaccuracies can be expected to occur around the first natural frequency.

Steel and Aluminium Valve Covers

The steel and Aluminium valve covers were modelled with 5 unstiffened plates. The measurements were carried out in the same manner as for case a).

Fig. 11 shows predicted and measured differences (Steel-Aluminium) in total sound transfer level, again for two excitation locations. It can be seen that the difference is frequency dependant.

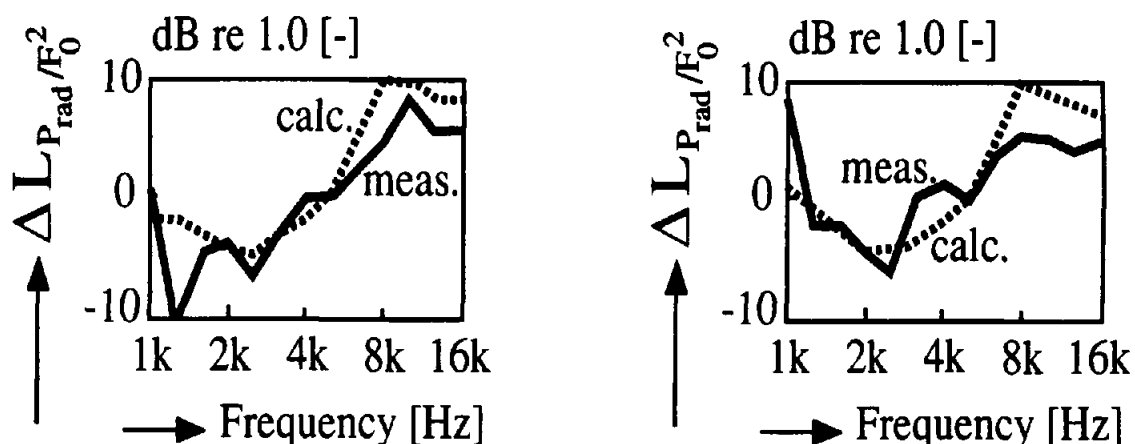


Fig. 11: Calculated and measured differences (Steel-Aluminium) in total sound transfer level for the two valve covers, Point force excitation on top surface (left) and side surface (right).

From the computed results the following may be concluded, for a given excitation level:

- i) For 1kHz - 4kHz the Aluminium cover would be 2-4 dB noisier;
- ii) Above 5 kHz, the Steel cover would be 2-10 dB noisier.

Despite a few dB difference between measured and calculated values above 7 kHz, the general trend corresponds quite well.

4.2 Steel railway bridges

The SAO program is applied as part of a model being developed by TNO for the prediction of noise of steel railway bridges. This model can predict the sound power radiated by a steel bridge due to the excitation of the rails caused by wheel/rail interaction. Roughness of wheel and rail generate rail vibrations which are passed through rail pads to girders and panels which vibrate and radiate noise. This model can be used either to predict acoustic design modifications to existing bridges, or to estimate overall sound power levels of bridges in the design phase, enabling design modifications before building the bridge. Many bridges in the Netherlands are in the vicinity of residential areas, and legislation demands limited noise levels (in dB(A)), whilst train speeds are increasing. Bridges made of steel are often the only option when a certain headroom is required (i.e. canals and roads) or the bridge is a lifting or swingbridge.

A schematic diagram of the bridge model is given in fig. 12. The bridge model itself is not dealt with further in this paper. SAO is applied for assessing input admittances, surface-weighted mobilities and radiation efficiencies of plate components of the bridge.

Block diagram of excitation, transfer and radiation of noise of steel railway bridge due to a passing train.

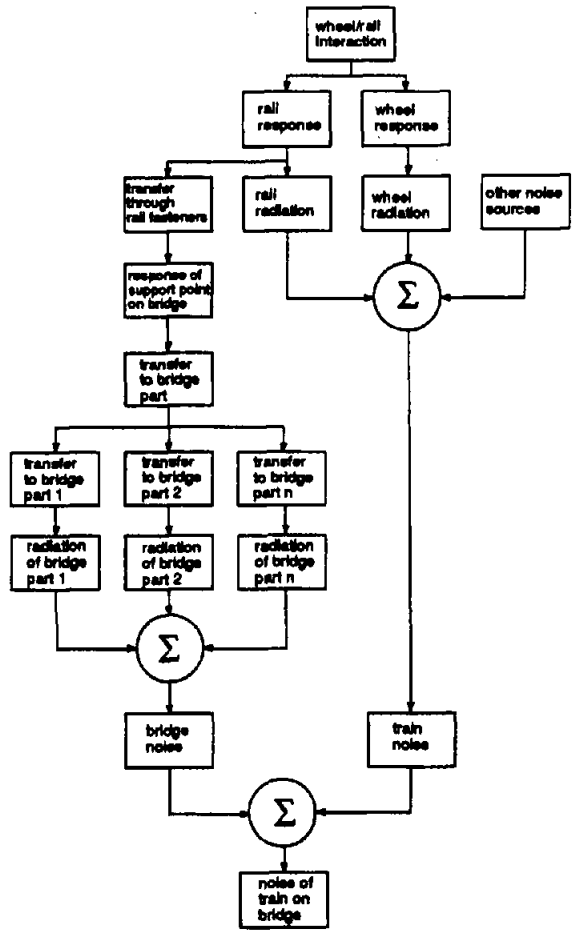


Fig. 12: Model for noise prediction of steel railway bridges



Fig. 13a: View of underside of bridge

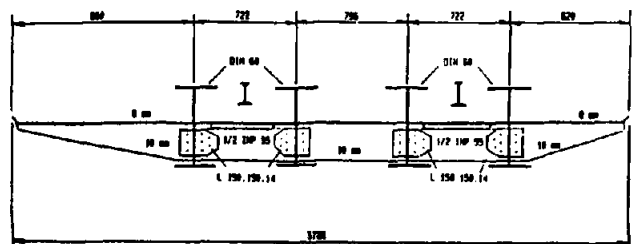


Fig. 13b: Cross-section of one half of the bridge.

Fig. 13 shows an example of a bridge (view and cross-section of one track) for which predictions were made using the bridge model and SAO. SAO was used in particular for estimating input mobilities and plate vibration and radiation. Sound, vibration and damping measurements were also performed on the bridge; vibration is measured at a number of characteristic positions: rail foot, near rail fastener on bridge deck and on various plates that can be important for sound radiation. Sound pressure is measured under the bridge and at 25 meters distance.

Some results are shown in figs. 14a and b. Fig. 14a shows the computed A-weighted total sound power level in octave bands, using as input computed (solid line) and measured (dashed) rail foot velocity levels. Fig.14b shows the comparison between predicted sound power level and measured sound pressure levels under the bridge (dotted line) and at 25 meters distance (dashed). It should be noted that sound power and pressure levels are plotted in one graph; only the shape of the curve should be compared. All levels are A-weighted. The sound pressure level under the bridge corresponds well to the prediction. At 25 meters distance propagation and directivity effects slightly influence the spectrum.

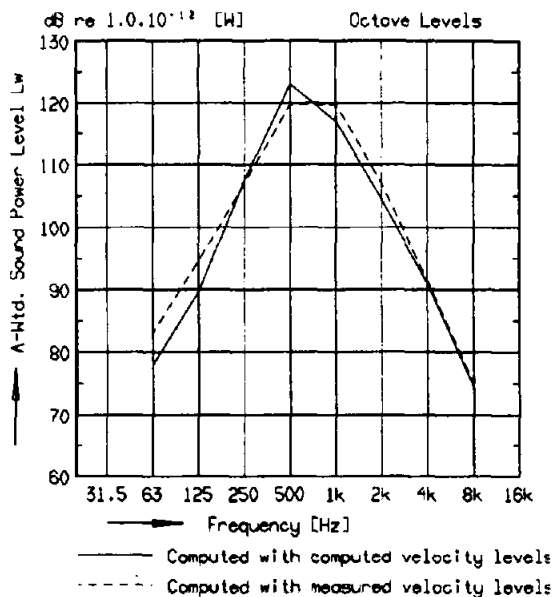


Fig. 14a: Computed A-weighted sound power levels of the bridge from computed and measured rail velocity levels.

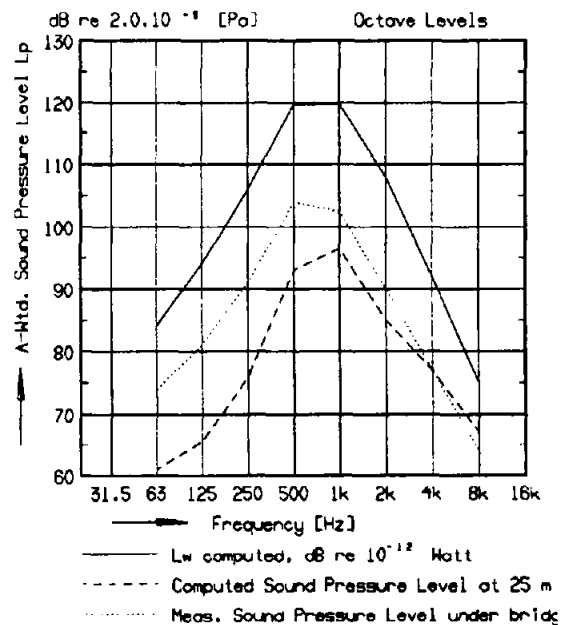


Fig. 14b: Predicted sound power level of the bridge and measured sound pressure levels underneath the bridge and at 25 m distance.

5. Conclusions

The models employed in the SAO computer program have been discussed and two practical applications illustrated. It has been shown that useful results can be achieved when the method is applied in the right context. For new applications, experimental feedback is often necessary, to assess whether the structure has been modelled correctly. The method should only be used for the region above the first natural frequency of the structure (plate modes of vibration, not gross structure modes that do not radiate well).

Absolute predictions of total sound transfer levels can be quite good if the character of the damping loss factor is known and the character of the input mobility is understood. The true value of the method lies in the ability to make good predictions of the acoustic effects of design modifications.

References

- [1] Cremer, L., Heckl, M., Ungar, E.: "Structure-borne Sound", Springer Verlag Berlin 1973.
- [2] Storm, R.: "Investigation of Acoustic Transfer Behaviour of Machine Structures", Ph.D. Thesis, TH Darmstadt 1980 (in German).
- [3] Lyon, R.: "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems", MIT Press 1975.
- [4] Maidanik, G.: "Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields", JASA, 34 (1962), 809-826. Erratum in JASA 57 (1975), 1552.
- [5] Verheij, J.W., Dittrich, M.G., Snel, P.: "Fast Computational Method for Sound Transfer of Plate- and Box-like Structures: Model and Applications", Internoise Proceedings 1990
- [6] Dittrich, M.G., Verheij, J.W.: "Acoustics of Mechanical Structures - A Computer Program for Optimization of Plate-like Structures", TNO Institute of Applied Physics, Internal report no. 748/1, 1987.
- [7] Dittrich, M.G.: "SAO User Manual Version 8.1", TNO Institute of Applied Physics, report no. 123006, 1991.
- [8] Tukker, J.C., Verheij, J.W.: "Noise Emission of Steel Railway Bridges. Computational model for Noise Control Measures", (in Dutch) TNO Institute of Applied Physics, Report no. 823.125, 1989.
- [9] Snel, P.J.: "Application of a Fast Computational Method for Sound Transfer of Plate-like Structures", (in Dutch) TNO Institute of Applied Physics, Report no. 823.075/3, 1989.

Bijlage 3

"Fast Computational Method for Sound Transfer of Plate-like and Shell Structures: Line Excitation", deze tekst komt zeer waarschijnlijk in de Proceedings van Inter-Noise '91 (december 1991 te Sydney).

FAST COMPUTATIONAL METHOD FOR SOUND TRANSFER OF PLATE-LIKE AND SHELL STRUCTURES: LINE EXCITATION

M.H.A. Janssens, M.G. Dittrich, T. ten Wolde, J.W. Verheij.

TNO Institute of Applied Physics, P.O. Box 155, 2600 AD Delft, The Netherlands.

The reduction of the noise produced by their machines is of increasing importance to designers. When the excitation forces primarily responsible for the noise generation can not be sufficiently reduced, structural measures are necessary to reduce structural sound transfer and radiation. At the TNO Institute of Applied Physics a computer program has been developed to enable a designer to gain insight into the acoustic consequences of particular structural modifications. The program SAO (Structural Acoustic Optimization, VAX/VMS and MS-DOS versions) is intended as an aid to the designer who has some basic knowledge of acoustics. Due to the application of statistical methods the results can be regarded as averages over frequency bands in the structure's natural frequency region. In this manner a wide frequency range can be covered and yet the computational time can be kept very short.

At present the program can handle assemblies of plates and shells. Effects of added stiffeners, damping layers and local added mass can be computed. Until recently the transfer functions computed by the program were based only on point excitation, see [1]. In this paper a model is presented to cope with line-excited structures.

GENERAL MODEL

The total sound transfer is defined as the ratio of the radiated power (P_{rad}) and the mean square of the structural excitation (\bar{F}_o^2 for force excitation or \bar{v}_o^2 for velocity excitation). This total transfer can be divided into two parts: the structural part, describing the resulting surface-averaged velocity level due to the excitation (e.g. $\bar{v}_{av}^2/\bar{v}_o^2$), and the radiation part (P_{rad}/\bar{v}_{av}^2), describing the radiated power due to the surface-averaged velocity level.

For a single plate, the structural part is derived by equating the injected power (e.g. $\bar{v}_o^2 \text{Re}\{Z\}$, with Z =characteristic impedance) with the dissipated power ($\eta \omega m'' S \bar{v}_{av}^2$, with S =surface area, η =loss factor, m'' =mass per unit area). The radiation part is given by the equation $P_{rad} = \rho c_{air} \sigma S \bar{v}_{av}^2$ (with ρc_{air} =density and speed of sound in air and σ =radiation efficiency). The total transfer follows from the product of the structural and radiation parts as:

$$\frac{P_{rad}}{\bar{v}_o^2} = \rho c_{air} \sigma S \frac{\bar{v}_{av}^2}{\bar{v}_o^2} = \frac{\rho c_{air} \sigma \text{Re}\{Z\}}{\eta \omega m''} \quad (1)$$

Strictly this formula is valid for point excitation and then Z can be taken to be the well known impedance of a point-excited plate. The derivation method can, however, be used more generally for other excitation types such as line excitation, see [2].

LINE EXCITATION: INJECTED POWER

To determine the injected power (in a frequency average) one can examine the corresponding infinite system. For the case of line excitation at an edge of a plate that system is a semi-infinite plate with a (uniform) excitation on its infinite edge. Note that this problem is not three dimensional but two dimensional, as it can be replaced by a semi-infinite beam with point excitation at its end. The impedance of a point-excited beam is well known([3]) and for the two dimensional case is given by:

$$Z' = \frac{1}{2} \kappa m'' c_B (1+j) \quad (2)$$

where κ is 1 for simply supported edges and 2 for clamped edges. Hence the injected power per unit length is given by:

$$P'_{in} = \bar{v}_o^2 \text{Re}\{Z'\} \quad (3)$$

In most practical situations the excitation will not be spatially uniform, but equation (3) will be a good approximation when the spatial variations are small relative to the bending wavelength in the excited structure. This is for instance the case when a structure with a relatively low impedance is excited by bending waves in a connected structure with a high impedance. Moreover it has been shown that the injected power due to imposed rotations will be negligible in this case([2,4]).

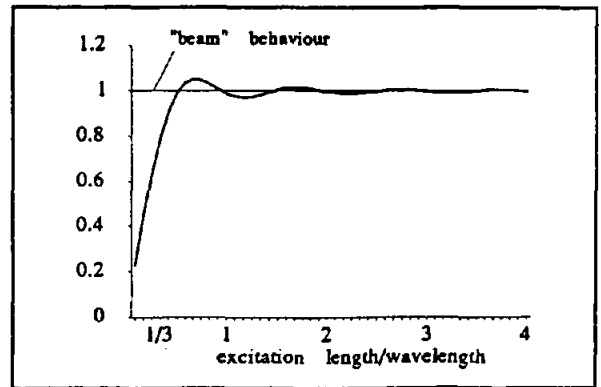


Fig. 1 Normalized input power of a line excitation on a semi-infinite plate.

So the total transfer function for line excitation is, with L =excitation length:

$$\frac{P_{rad}}{\bar{v}_o^2} = \rho c_{air} \sigma S \frac{\bar{v}_{av}^2}{\bar{v}_o^2} = \frac{\rho c_{air} \sigma L Re\{Z'\}}{\eta \omega m''} \quad (4)$$

Here \bar{v}_o^2 is the spatially averaged velocity excitation level.

Some further theoretical work has been done to confirm the application of the above in practical situations([5]). In fig 1 injected power for the case of an semi-infinite plate excited at its edge over a finite length is presented (the input power is normalized to input power given by (3)). This graph shows that (3) can be used reliably for line excitation provided that the line is longer than about $\frac{1}{3}$ of a bending wavelength.

The injected power of a finite plate can also be determined, with techniques using the expansion theorem as presented in [3]. This has been done for a simply supported plate with a spatially sinusoidal line excitation([4]). It appeared that the two dimensional beam approach is valid for frequencies above the natural frequency of the first mode shape which has the same wavenumber as the excitation (in the direction of the excitation line).

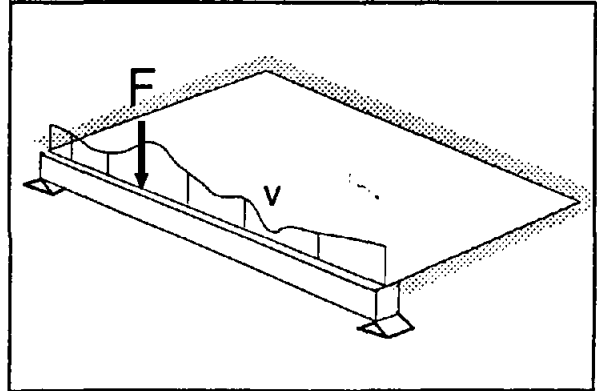


Fig. 2 Setup for plate experiment (plate=525x575x3mm, beam=575x25x25mm).

EXPERIMENTS

A first experiment was carried out on a flat simply-supported plate. At one edge this plate was attached to a beam. The beam was excited by a shaker at one point resulting in a velocity level on the beam which is taken to be imposed on the plate (fig 2). In fig 3 the results of the measurements are given as well as the calculated values (N.B. measured loss factors were used in the calculations).

Secondly the above model has been used to compare two alternative designs of an oil sump (fig 4). Acceleration measurements have been carried out on the edges as well as over the surface of the oil sumps, while attached to a lorry diesel engine, which was running. Fig 5 shows results of the experiment in the form of a difference between the structural transfer of the two sumps. Also shown is a calculation of the difference using the "line model" (as presented here) as well as the difference using

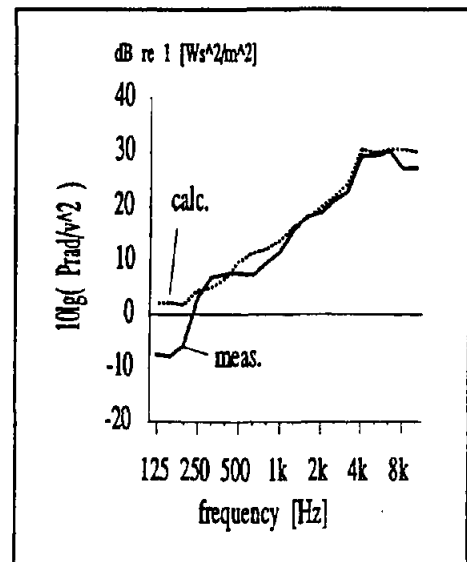


Fig. 3 Measured and calculated total transfer of a line excited plate.

the (existing) "point model". In the calculation both structures were modelled by an assembly of six flat plates (see also [1]).

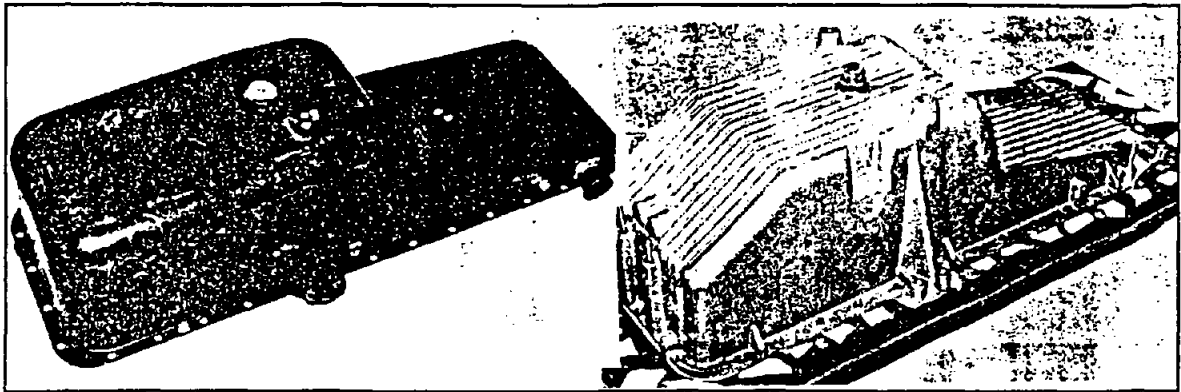


Fig. 4 Left: steel oil sump. Right: Cast aluminium oil sump.

For frequencies below about 2 kHz the line model gives a good agreement, whereas at higher frequencies (above 4 kHz) the point model performs better. This can be explained by the fact that at high frequencies the distance between the bolts, which attach the oil sump to the crank case, becomes relatively large in relation to the bending wavelength and the line source separates into a number of point sources.

CONCLUSIONS

A model for line excitation has been presented which shows encouraging results and has been implemented in the SAO computer program. The program now has a set of excitation options which cover a wide range of practical situations.

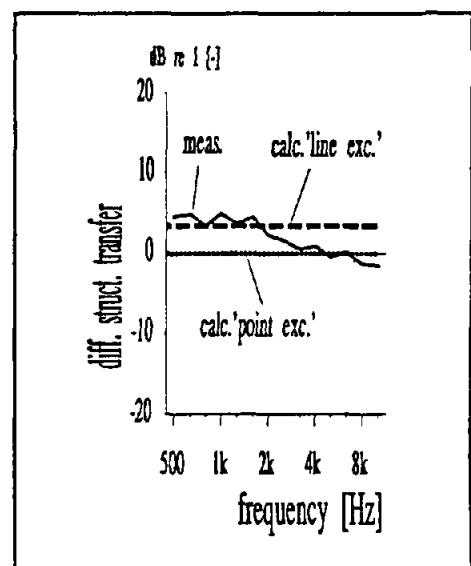


Fig. 5 Measured and calculated difference in structural transfer (steel - aluminium).

REFERENCES

- [1] J.W. Verheij et al., Fast computational method for sound transfer of plate- and box-like structures: Model and Applications, Proceedings Inter-Noise '90.
- [2] M. Åbom, H. Bodén, Engineering method for estimating the sound power radiated from vibrating finite plates in the multi mode region, Stockholm, 1985.
- [3] L. Cremer et al., Structure-Borne Sound, Springer-Verlag, Berlin, 1988.
- [4] M.Janssens, Master's thesis, TU-Eindhoven, 1991.
- [5] C.Kauffmann, Input mobilities and power flows for edge-excited, semi-infinite plates, ISSN 0922-5641, TU-Delft, 1991.

Bijlage 4

Beschrijving van het TPD-rekenmodel voor stalen spoorbruggen (hoofdstuk 3 uit lit. 4).

3. REKENMODEL

3.1 Blokdiagram

In het blokdiagram in figuur 13 is de opwekking, overdracht en geluidafstraling van een trein rijdend op een brug schematisch weergegeven.

Bij het rollen van de wielen over de rails gaan door de oneffenheden op de loopvlakken van wielen en rails de wielen en rails trillen en geluid afstralen. Voor het in Nederland rijdend materieel kan de geluidimmissie op punten langs een spoorbaan worden berekend met behulp van de standaardrekenmethode II van het Reken- en meetvoorschriften railverkeerslawaa. Deze methode houdt ook rekening met andere geluidbronnen zoals het motor- en remgeluid.

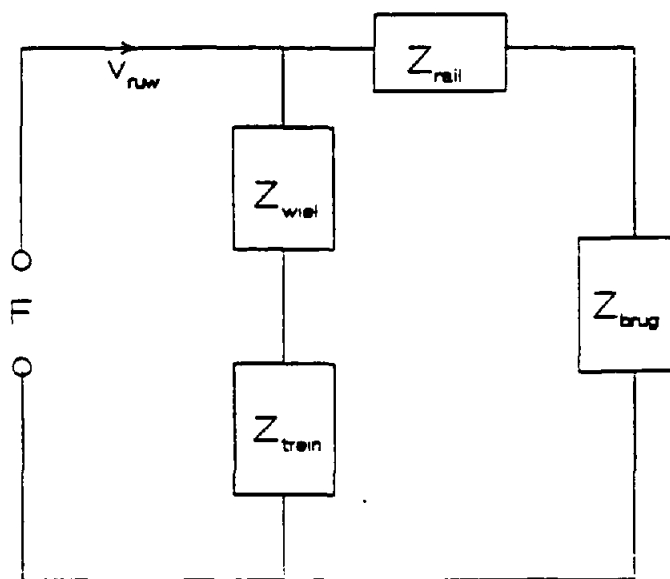
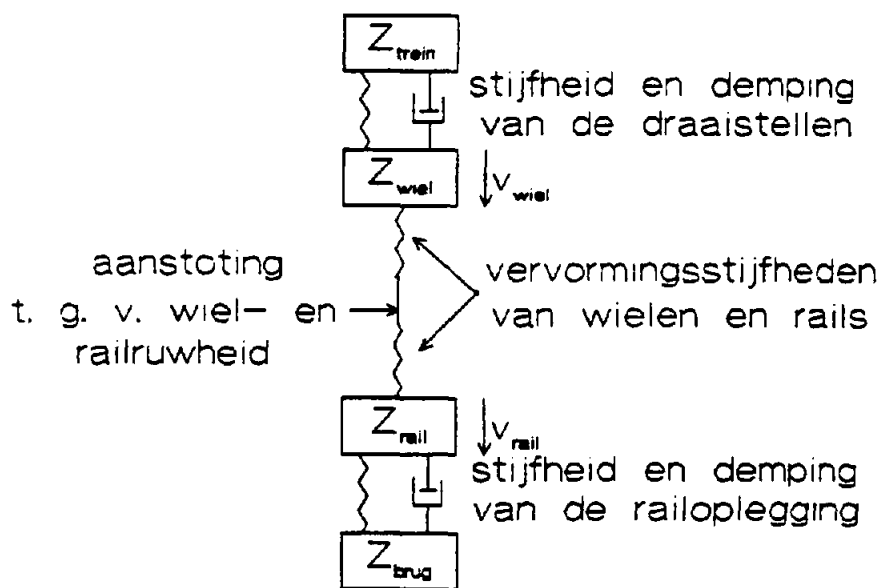
Als een trein over een brug rijdt worden de railtrillingen via de railoplegging overgedragen naar de brug en de trillende brugdelen gaan geluid afstralen. De bijdrage die de brug levert aan het immissieniveau kan (nog) niet met de standaard-rekenmethode II worden berekend. Het doel van het hierna te beschrijven rekenmodel is het kwantificeren van het effect van maatregelen die leiden tot een vermindering van het geluid dat door de brug wordt afgestraald. Bij de geluidverminderende maatregel kan onderscheid worden gemaakt tussen maatregelen die de opwekking van railtrillingen verminderen, maatregelen die de overdracht van railtrillingen naar de brugconstructie verminderen en maatregelen die de overdracht en geluidafstraling van de brug verminderen.

3.2 Opwekking railtrillingen

De opwekking van wiel- en railtrillingen kan worden benaderd door de constructies te beschouwen als massa-veer systemen.

Figuur 14 geeft een sterk vereenvoudigd model van het massa-veer systeem in de buurt van het contactvlak tussen wiel en rail en het elektrisch analagon daarvan.

Het model, dat in grote lijnen overeenkomt met het model van Remington [8], houdt vanwege de eenvoud slechts rekening met één vrijheidsgraad (de verticale bewegingsrichting).



Figuur 14: Vereenvoudigd mechanisch en elektrisch model van de aanstoting op het contactvlak tussen wiel en rail.

Boven een bepaalde frequentie zijn wiel en rail dynamisch ontkoppeld van trein respectievelijk brug. De aanstootkracht F die aangrijpt in het contactvlak tussen wiel en rail is dan gelijk aan het produkt van het snelheidsverschil tussen wiel en rail (v_{ruw}) en de totale impedantie van het systeem gezien vanuit het contactvlak:

$$F = v_{ruw} \cdot \frac{Z_{wiel} \cdot Z_{rail}}{Z_{wiel} + Z_{rail}} \quad (1)$$

$$v_R = F/Z_{rail} = v_{ruw} \cdot \frac{Z_{wiel}}{Z_{wiel} + Z_{rail}} \quad (2)$$

$$20 \lg v_R = 20 \lg v_{ruw} + 20 \lg Z_{wiel} - 20 \lg (Z_{wiel} + Z_{rail}) \quad (3)$$

$$L_{v_{ruw}} = 10 \lg (10^{L_{v_{ruw},wiel}/10} + 10^{L_{v_{ruw},rail}/10}) \quad (4)$$

In deze betrekkingen is:

Z_{wiel} = wielimpedantie [kg/s]

Z_{rail} = railimpedantie [kg/s]

v_R = (wissel)snelheid van de rail [$\mu\text{m/s}$]

L_{v_R} = $20 \lg v_R$ = snelheidsniveau rail [dB re 1 $\mu\text{m/s}$]

$L_{v_{ruw}}$ = $20 \lg v_{ruw}$ = ruweidnsnelheidsniveau [dB re 1 $\mu\text{m/s}$]

Een ruweidnsmeter meet het ruweidnsniveau L_s als functie van $1/\text{golflengte} = 1/\lambda$ [m^{-1}], zie ook [5] en figuur A25.

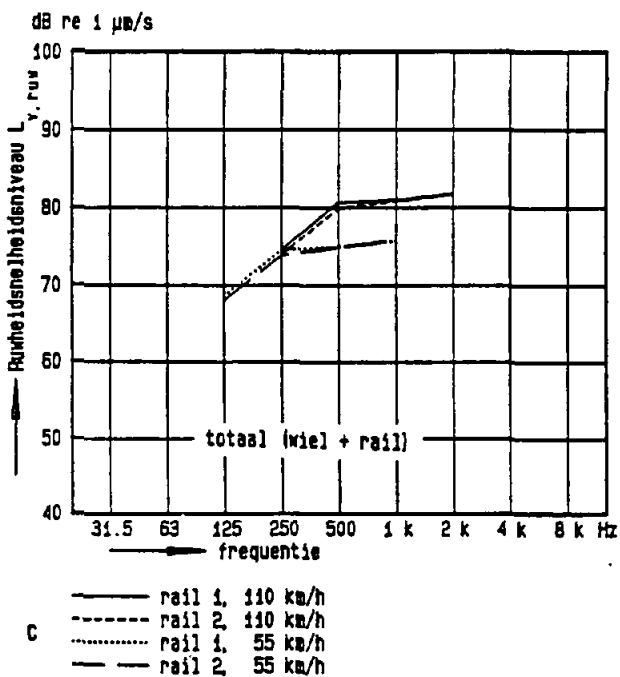
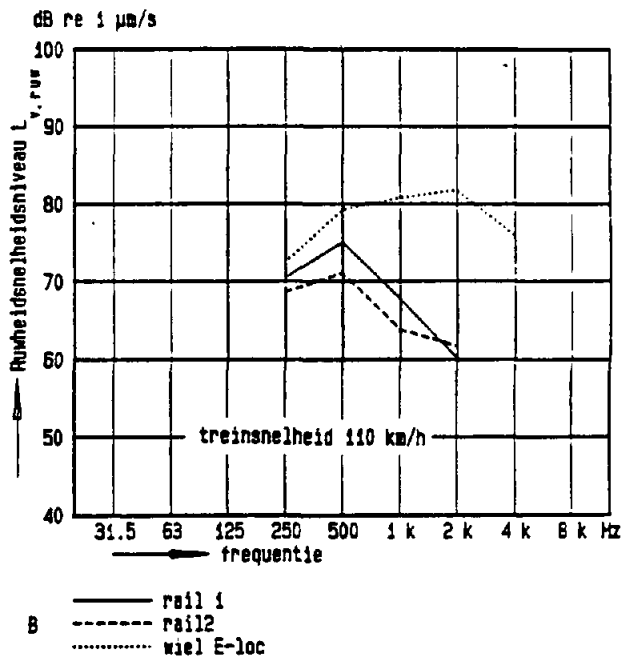
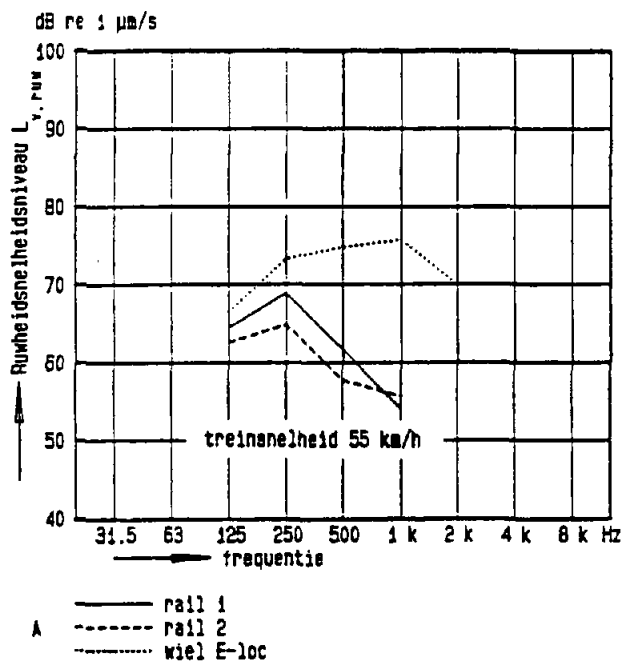
De aanstootfrequentie f [Hz] tengevolge van de ruweidns kan worden berekend uit de snelheid waarmee de wielen over de rails rollen:

$$f = v \cdot 1/\lambda \quad (5)$$

waarin:

v = treinsnelheid [m/s]

λ = golflengte van de ruweidns [m]



Figuur 15: Uit gemeten wiel- en railruwheden berekende ruwheidsnelheidsspectra van de beide rails op de brug te Tilburg en een E-loc wiel bij treinsnelheden van 55 km/h (A) en 110 km/h (B) en de voor beide treinsnelheden berekend- totale ruwheidsnelheidsspectra (C).

Het ruwheidsnelheidsniveau $L_{v,ruw}$ kan dan weer worden berekend uit het ruwheidsniveau L_s :

$$L_{v,ruw} = L_s + 20 \lg 2\pi f \quad (6)$$

3.2.1 Ruwheid van rails en wielen

Railruwheid

Figuur A25 in bijlage A geeft de op de brug te Tilburg gemeten ruwheidsniveaus van de beide rails. De snelheid van de treinen op de brug was ca. 55 km/h = 15,3 m/s. Met behulp van betrekkingen (5) en (6) zijn voor deze treinsnelheid uit de ruwheidsniveaus de ruwheidsnelheidsniveaus van beide rails berekend, zie figuur 15 A.

Wielruwheid

In figuur 15 A is ook het ruwheidsnelheidsspectrum van een wiel opgenomen. Dit spectrum is berekend uit het ruwheidsniveau gemeten op het wielloopvlak van een E-loc 1100 [6]. Ter vergelijking geeft figuur 15 B de ruwheidsnelheidspectra die werden berekend voor een treinsnelheid van 110 km/h.

Totale ruwheid

In figuur 15 C zijn voor beide snelheden en voor beide rails de totale ruwheidsnelheidsspectra gegeven (som van ruwheidsnelheidsniveaus van wiel en rail, zie betrekking (4)).

3.2.2 Impedantie van rails en wielen

Railimpedantie

De rail kan in eerste benadering worden voorgesteld als een verend opgelegde oneindig lange balk. De puntimpedantie daarvan kan worden benaderd met [7], [8]:

$$|Z_R| = 2\sqrt{2} \cdot B^{1/4} \cdot K_1^{3/4} \omega^{-1} \quad (\omega \leq \omega_0) \quad (7)$$

$$|Z_R| = 2\sqrt{2} \cdot B^{1/4} \cdot \rho_1^{3/4} \omega^{1/2} \quad (\omega > 4\omega_0) \quad (8)$$

waarin:

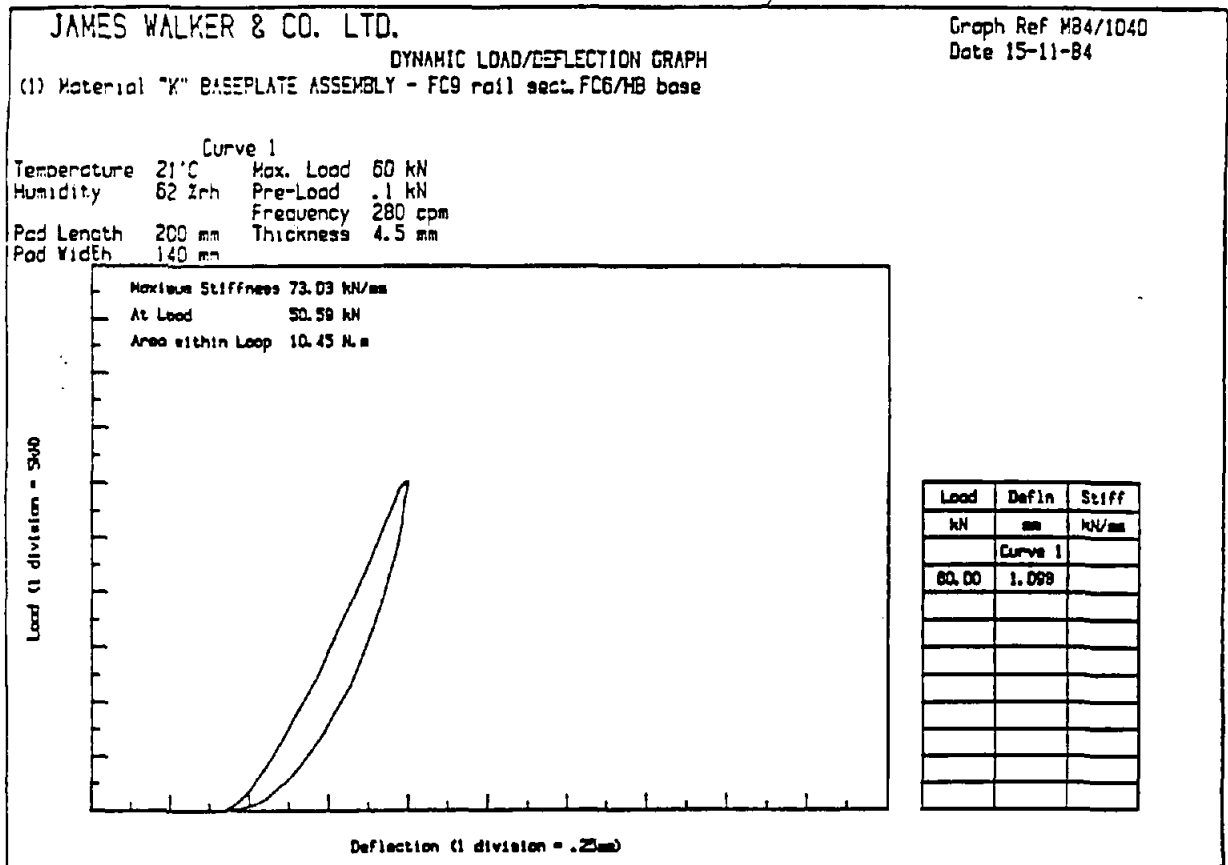
Z_R = railimpedantie [kg/s]

B = buigstijfheid in beschouwde richting [Nm^2] = EI

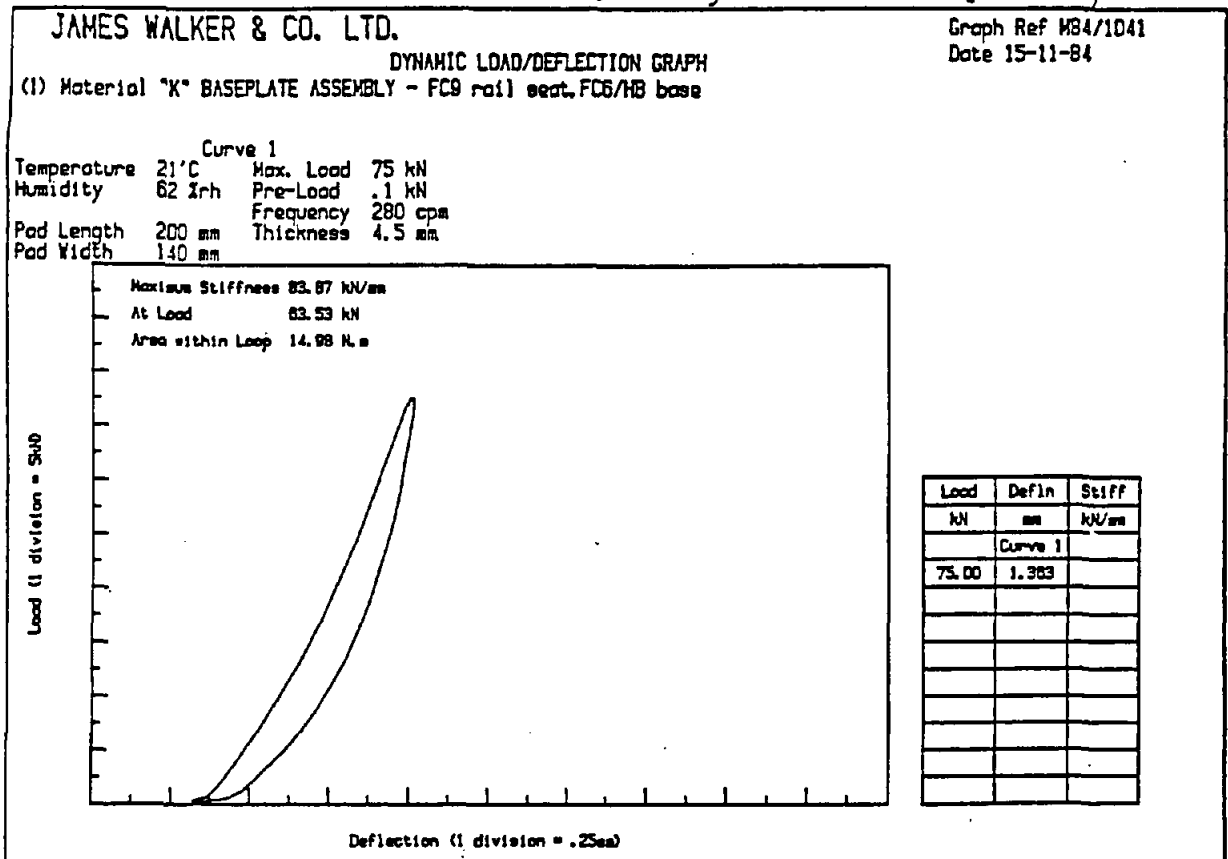
E = elasticiteitsmodulus [N/m^2]

I = oppervlakte-traagheidsmoment [m^4]

HYSTERESIS LOOP RECORDED AFTER APPROX. 1000 CYCLES (0 → 60 kN)



HYSTERESIS LOOP RECORDED AFTER APPROX. 1000 CYCLES (0 → 60 kN), PLUS 5000 CYCLES (0 → 75 kN)



Figuur 16: Dynamische stijfheid railoplegging [7].

ρ_1 = massa per lengte-eenheid [kg/m]

K_1 = stijfheid van de oplegging per lengte-eenheid [N/m²]

$\omega_0 = 2\pi f_0$ waarin f_0 = resonantiefrequentie [Hz] van de massa op de stijfheid

$$\omega_0 = \sqrt{K_1 / \rho_1} \quad (9)$$

Op de brug te Tilburg liggen spoorstaven UIC 54 met een massa van 54 kg/m en een traagheidsmoment (t.o.v. de X-as) van 2346 cm⁴. Uitgaande van een elasticiteitsmodulus $E = 2,3 \cdot 10^{11}$ N/m² is de buigstijfheid $B = 5,4 \cdot 10^6$ Nm².

De dynamische stijfheid van de spoorstaafbevestiging (zie ook figuur A6 in bijlage A) is volgens testen uitgevoerd door de leverancier van de kurkrubber afhankelijk van de belasting [7]. De maximum dynamische stijfheid van de oplegging ligt tussen $7,3 \cdot 10^7$ N/m bij een belasting van 50 kN en $8,4 \cdot 10^7$ N/m bij een belasting van 83 kN, zie ook figuur 16. De statische stijfheid bij een belasting van 60-70 kN is $7,2 \cdot 10^7$ Nm, zie figuur 17. De afstand tussen de spoorstaafopleggingen op de brug is 0,735 m. Uitgaande van een dynamische stijfheid van $8 \cdot 10^7$ N/m wordt de stijfheid van de oplegging per lengte-eenheid $K_1 = 1,1 \cdot 10^8$ N/m² en de resonantiefrequentie $f_0 = 225$ Hz. Figuur 18 A geeft naast het met betrekkingen (7) en (8) berekende octaafspectrum van de railimpedantie ook de octaafspectra van de gemeten railimpedanties (zie voor de gemeten 1/3-octaafspectra van de rails op de brug figuur A23 in bijlage A).

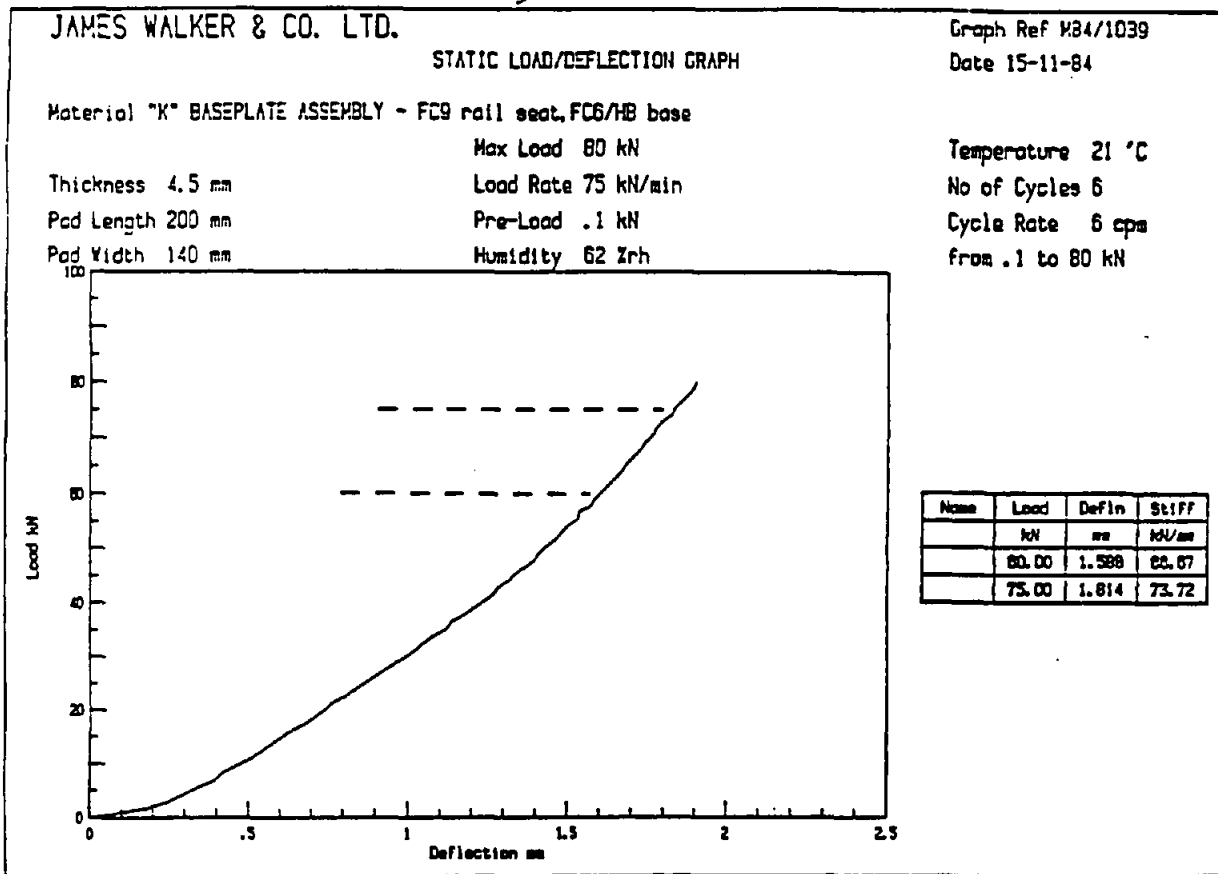
Wielimpedantie

Het wiel is bij aanstoting in radiale richting tot ca. 500 Hz voor te stellen als een starre massa waarvan het gewicht gelijk is aan die van het wiel plus éénderde van de as [7]. Bij hogere frequenties raakt de zware wielband ontkoppeld van het relatief slappe binnenwiel en komt de puntimpedantie overeen met die van een oneindig lange staaf met het profiel van de wielband. De impedantie van het wiel kan worden benaderd met [7], [8]:

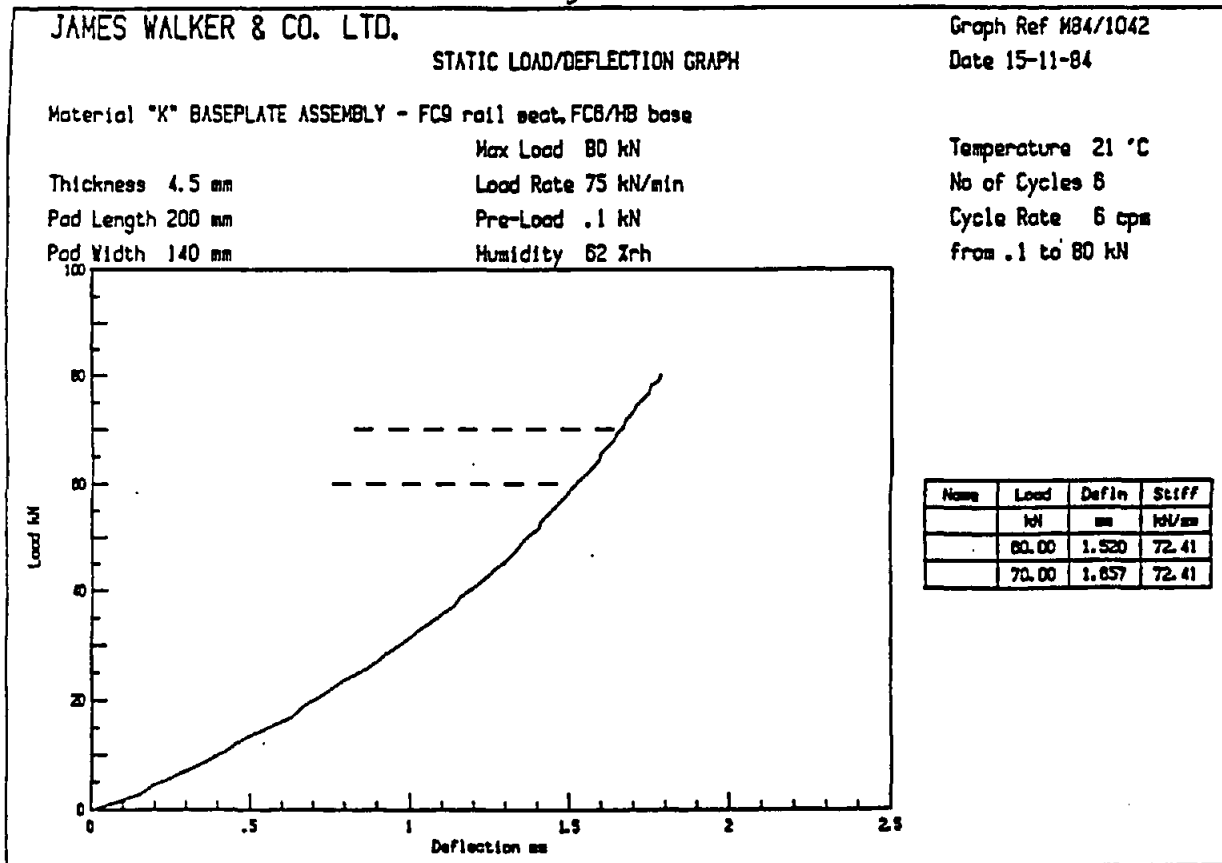
$$|Z_w| = \omega M_w \quad (f \leq 1000 \text{ Hz}) \quad (10)$$

$$|Z_w| = 2\sqrt{2} \cdot B^{1/4} \rho_1^{3/4} \omega^{1/2} \quad (f \geq 1000 \text{ Hz}) \quad (11)$$

INITIAL STATIC TEST (BEFORE DYNAMIC TESTS)



STATIC TEST AFTER APPROX. 1000 CYCLES (0.1 → 60 kN) PLUS 10000 CYCLES (0.1 → 120 kN)



Figuur 17: Statische stijfheid railoplegging [7].

waarin:

Z_w = wielimpedantie [kg/s]

M_w = massa wiel + 1/3 massa as [kg]

B = buigstijfheid van de wielband in de beschouwde richting [Nm^2] = EI

E = elasticiteitsmodulus [N/m^2]

I = traagheidsmoment [m^4] = $1/12 bh^3$

b = breedte wielband [m]

h = dikte wielband [m]

ρ_1 = massa wielband per lengte-eenheid [kg/m]

ω = $2\pi f$ waarin f = frequentie [Hz].

De massa van het wiel + 1/3 van de as is voor een loopdraaistel van materieel '64 550 kg en voor een motordraaistel 640 kg [7]. Voor de berekening van de impedantie is uitgegaan van $M_w = 600$ kg en een wielband van 75 mm dik en 135 mm breed.

Figuur 18 B geeft naast het berekend octaafspectrum van de wielimpedantie ook een gemeten spectrum van de wielimpedantie dat ontleend is aan [7]. Bij de berekening is voor de 1000 Hz octaafband geïnterpoleerd tussen de impedantieniveaus in de 500 Hz en 2000 Hz octaafbanden.

3.2.3 Snelheidsniveau rail

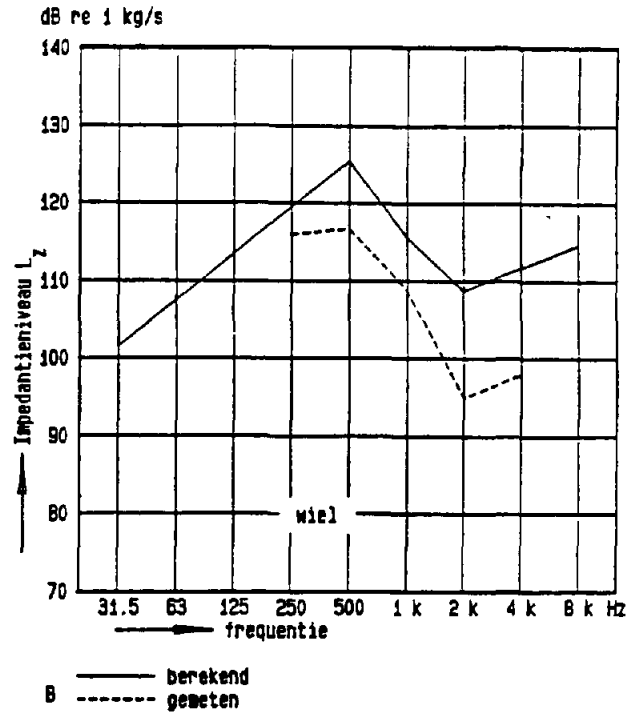
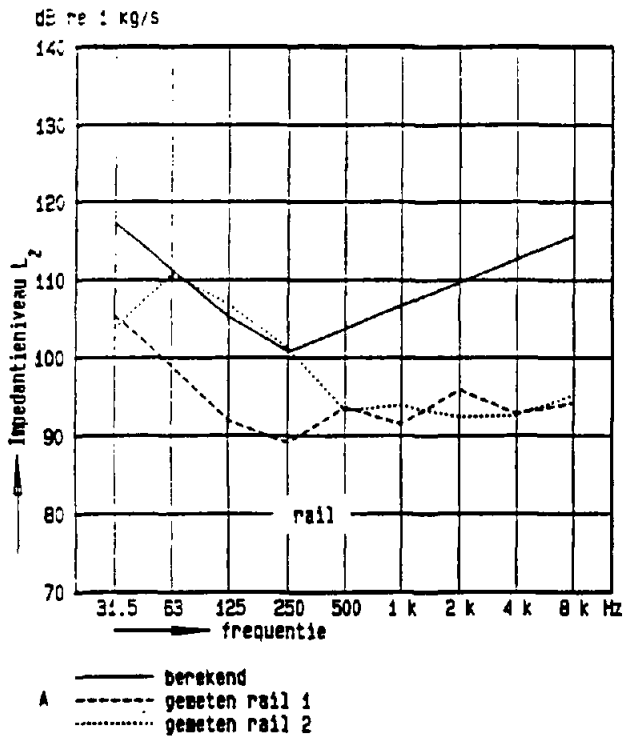
Figuur 19 geeft met betrekking (3) berekende en gemeten snelheidspectra van de rails. Uitgaande van het gemeten ruwheidsnelheidsniveau is de berekening zowel met gemeten als berekende impedanties uitgevoerd.

De gemeten snelheidsspectra zijn berekend uit de op de rails gemeten versnellingsniveaus, zie figuur A16 in Bijlage A.

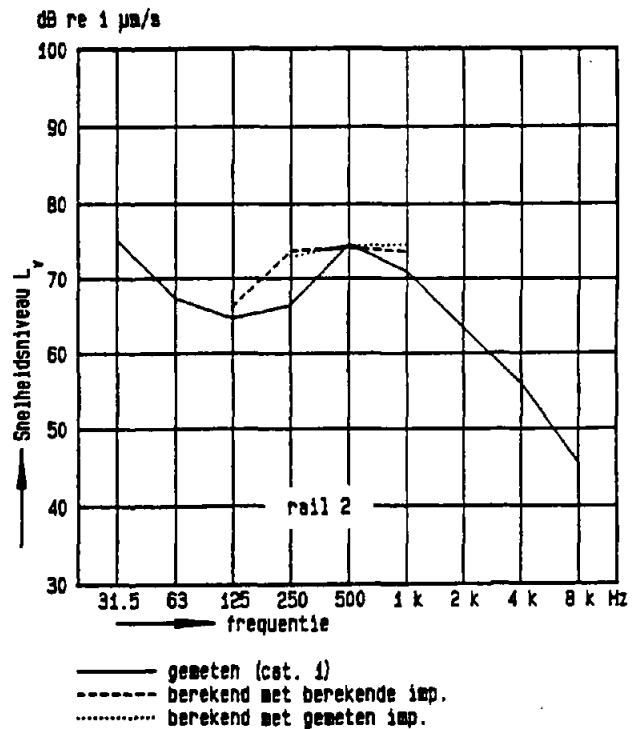
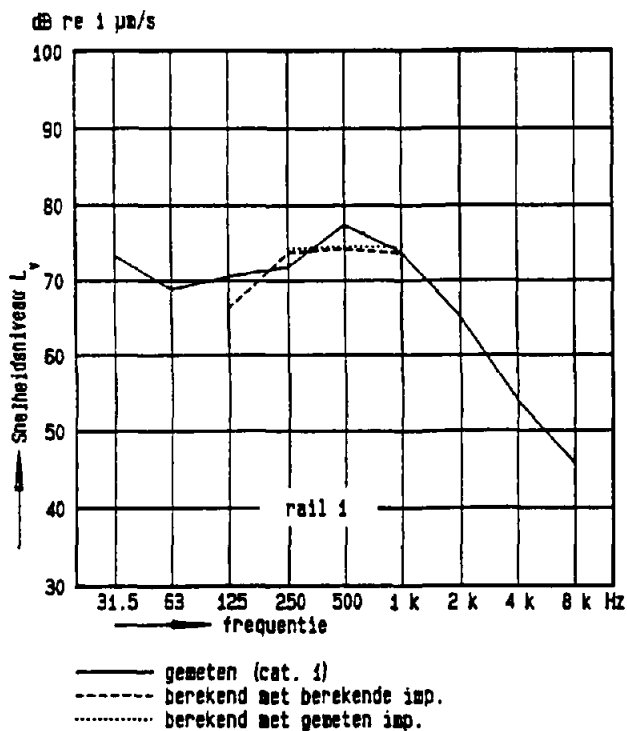
3.2.4 Bespreking resultaten

De snelheid van de (optrekkende) treinen op de brug te Tilburg is gemiddeld ca. 55 km/h. Voor deze treinsnelheid is het frequentiegebied waarin op grond van de ruwheidsmetingen het ruwheidsnelheidsniveau en dus ook de railsnelheid kan worden berekend beperkt tot de octaafbanden met middenfrequenties 125 - 1000 Hz. Dit zijn echter wel de octaafbanden die bepalend zijn voor het geluidniveau in dB(A).

In het frequentiegebied 125 - 1000 Hz is er een redelijke overeenstemming tussen de berekende en gemeten snelheidsniveaus van de rail. Dit ondanks het feit dat de gemeten impedanties vooral hoogfrequent veel lager zijn dan op grond van het model berekend werd.



Figuur 18: Berekende en gemeten octaafspectra van de railimpedantie op de brug te Tilburg en van de wielimpedantie van materieel '64 [8].



Figuur 19: Gemeten en berekende octaafspectra van de railsnelheid op de brug te Tilburg voor materieel categorie 1 met een snelheid van 55 km/h.

Kennelijk zijn hoogfrequent niet alleen de in de rail optredende buiggolven bepalend voor de impedantie in verticale richting maar spelen ook andere golftypen, zoals bijv. torsiegolven, een belangrijke rol. Dit leidt dan tot lagere impedanties in het hogerfrequente gebied dan werd berekend op grond van een model dat uitsluitend de buiggolfbewegingen in verticale richting van de balk (rail) beschouwd. Omdat ook het wiel (de wielband) als een balk werd beschouwd geldt ook voor het wiel dat de gemeten impedantie lager is dan met het model werd berekend. Aangezien het snelheidsniveau van de rail bepaald wordt door de verhouding tussen de impedantie van wiel en rail en beide impedanties in dezelfde richting afwijken van de met het model berekende impedanties, is de invloed van de verschillen op het resultaat van de berekende snelheidsniveaus van de rail klein.

De ruwheid van de wielen is aanzienlijk groter dan die van de rails en daardoor volledig bepalend voor het totale ruwheidsniveau en dus voor het snelheidsniveau van de rail. Een onbeantwoorde vraag is of het voor de berekeningen gebruikte ruwheidsspectrum van de wielen - dit spectrum is gebaseerd op eerder uitgevoerde metingen [6] - voldoende representatief is voor de gemiddelde ruwheid van de wielen van de treinen die bij de metingen in Tilburg over de brug reden.

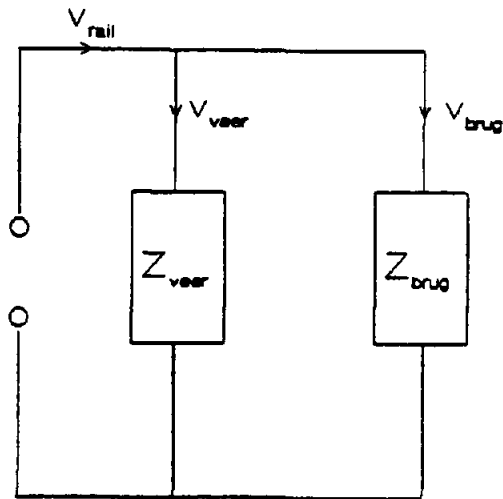
Tot slot wordt opgemerkt dat de ruwheid van de rails op de brug en op het referentiepunt op de aarden baan in dezelfde orde van grootte ligt. Emissieverschillen tussen brug en aarden baan kunnen dus niet toegeschreven worden aan verschillen in railruwheid op beide meetlokaties.

3.3 Trillingisolatie rail-brug

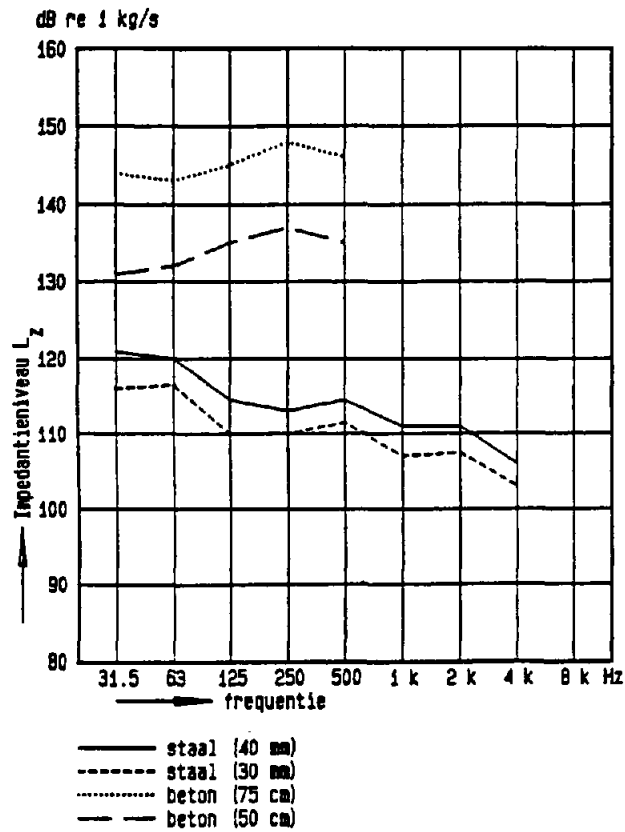
De trillingisolatie, d.w.z. het verschil tussen het snelheidsniveau van rail en brug, kan worden benaderd door het systeem te beschouwen als een massa-veer systeem met één vrijheidsgraad. Figuur 20 toont het elektrisch analagon van dat systeem. Afgeleid kan worden dat:

$$\frac{v_R}{v_B} = \frac{Z_B + Z_v}{Z_v} = 1 + \frac{Z_B}{Z_v} \quad (12)$$

$$\Delta L_v = 20 \lg \left| \frac{v_R}{v_B} \right| = 10 \lg \left(1 + \left(\frac{\omega Z_B}{K} \right)^2 \right) \quad (13)$$



Figuur 20: Elektrisch analagon van het massa-veer systeem rail/brug.



Figuur 21: Gemeten octaafspectra van de impedantie van stalen spoorbruggen [9] en betonnen metro-viaducten [10], [11].

$$\Delta L_v = L_{vR} - L_{vB} = 20 \lg Z_B - 20 \lg K + 20 \lg \omega \quad (14)$$

waarin:

v_R = (wissel) snelheid van de rail [$\mu\text{m/s}$]

v_B = (wissel) snelheid van de brug [$\mu\text{m/s}$]

$\Delta L_v = L_{vR} - L_{vB}$ = trillingisolatie [dB]

Z_B = impedantie brug [kg/s]

Z_v = impedantie veer [kg/s] = K/ω

K = veerstijfheid [N/m]

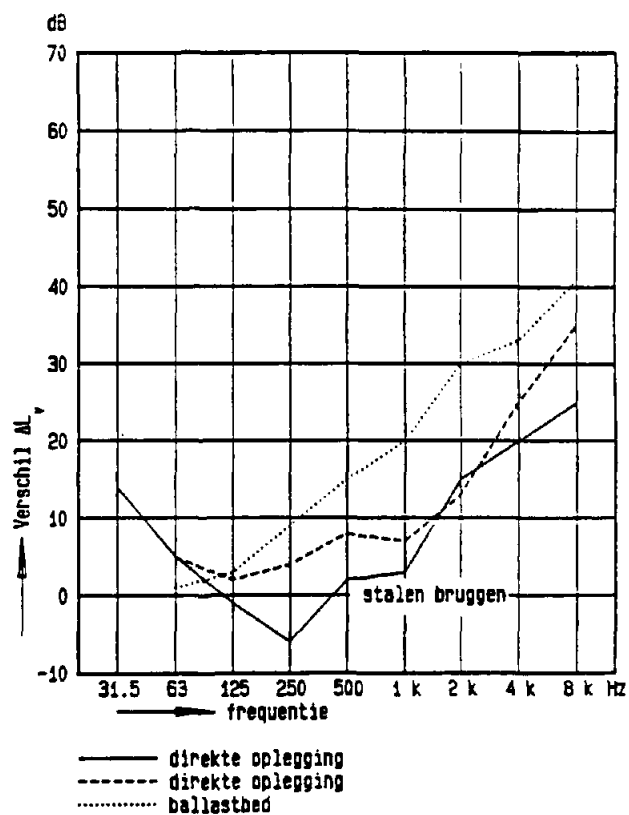
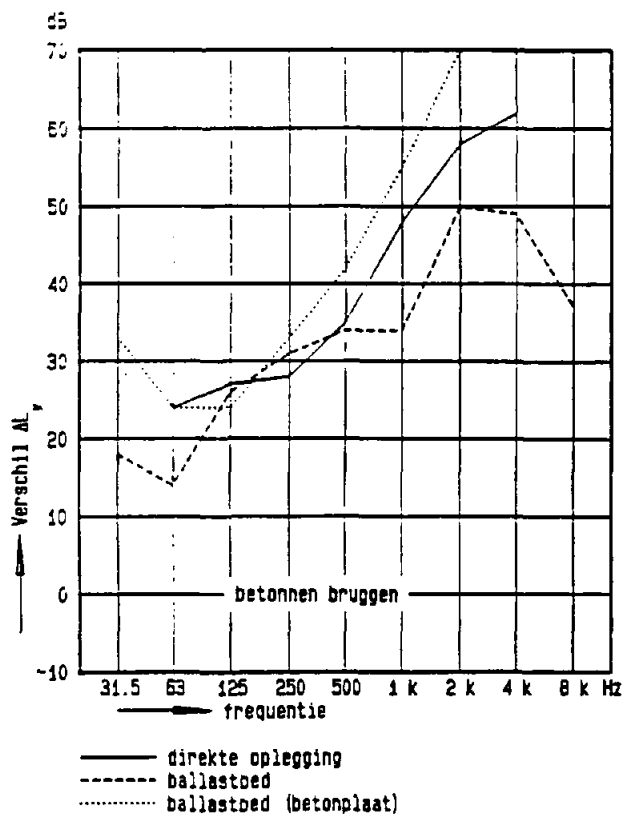
$\omega = 2\pi f$ f = frequentie [Hz]

Uit betrekking (14) blijkt dat bij dezelfde veerstijfheid van de railoplegging de trillingisolatie bepaald wordt door de brugimpedantie. Gegevens over brugimpedanties zijn in de literatuur vrijwel niet te vinden. Figuur 21 geeft naast de enige in de literatuur gevonden gemeten impedantiespectra van stalen spoorbruggen [9] enkele resultaten van eigen metingen aan betonnen metroviaducten [10], [11]. Omdat te verwachten is dat de impedantie van betonnen bruggen hoger zal zijn dan die van stalen bruggen zal bij dezelfde stijfheid van de railoplegging de isolatie op betonnen bruggen ook hoger zijn dan op stalen bruggen. Figuur 22 geeft voorbeelden van trillingisolaties gemeten op betonnen en stalen bruggen [3], [11], [12], [13], [14]. De tendens dat op betonnen bruggen de isolatie groter is dan op stalen bruggen is in deze figuur duidelijk te herkennen.

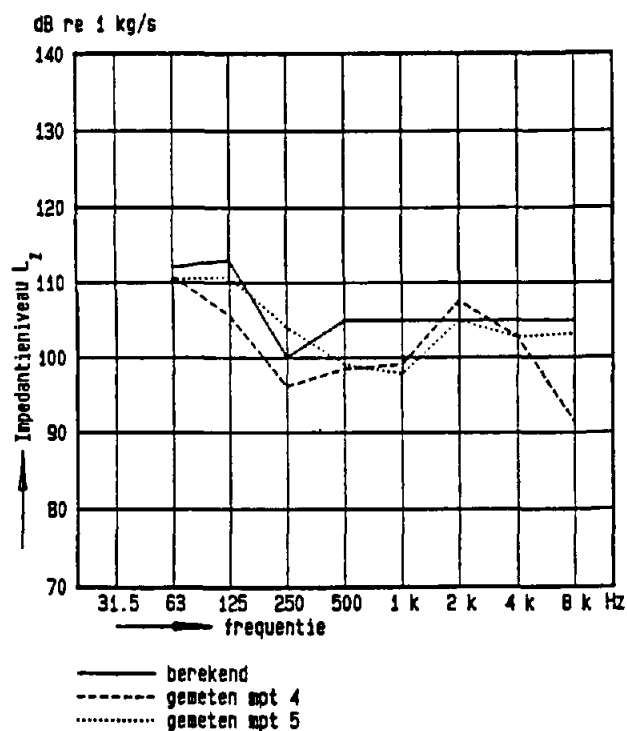
3.3.1 Impedantie brug

Het berekenen van de impedantie van een samengestelde constructies is ingewikkeld en daardoor verbonden met grote rekeninspanningen [9], [15]. Er moet daarom altijd naar toelaatbare vereenvoudigingen worden gezocht. De voornaamste daarvan zijn:

- een modellering van reële constructies naar eenvoudige geometrische vormen (massa's, balken, platen, veren);
- een beperking van de randvoorwaarden tot de gevallen "vrij" en "ingeklemd";
- het gebruik van meettechnisch verkregen ervaringswaarden over impedanties.



Figuur 22: Trillingsisolaties ($L_{v,rail} - L_{v,brug}$) gemeten op betonnen en stalen bruggen [3], [11], [12], [13], [14].



Figuur 23: Berekende en gemeten octaafspectra van de impedantie van een railoplegpunt op de brug te Tilburg.

De meest eenvoudige regel om de impedantie van een constructie-element te schatten is [15]:

" de impedantie van een constructie is gelijk aan de impedantie van de massa van de constructie binnen 1/4 van de buiggolflengte"

De impedantie Z_M van een (compacte) massa kan worden berekend met:

$$Z_M = \omega M \quad (15)$$

waarin:

Z_M = impedantie massa [kg/s]

M = massa [kg]

$\omega = 2\pi f$ f = frequentie [Hz]

De buiggolflengte in een plaat kan berekend worden met:

$$\lambda_B = c / \sqrt{f \cdot f_g} \quad (16)$$

waarin:

λ_B = buiggolflengte in plaat [m]

c = geluidsnelheid in lucht [m/s] (bij 20°C $c = 340$ m/s)

f = frequentie [Hz]

f_g = grensfrequentie [Hz]

Voor staalplaat geldt:

$$f_g \approx 12 \cdot 10^3 / h \quad (17)$$

waarin h de dikte van de plaat in mm.

De buiggolflengte in een balk kan berekend worden met:

$$\lambda_B = i \sqrt{2\pi c_L} \cdot \frac{1}{\sqrt{f \cdot i}} \quad (18)$$

waarin:

λ_B = buiggolflengte in balk [m]

i = traagheidsstraal [m] = $\sqrt{I/S}$

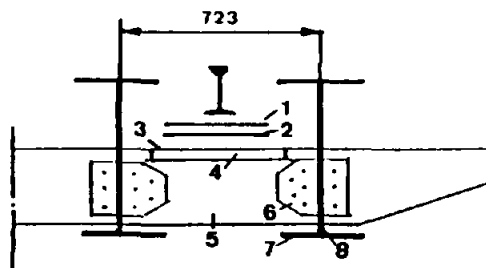
I = traagheidsmoment [m⁴]

S = oppervlakte doorsnede [m²]

f = frequentie [Hz]

c_L = snelheid voor longitudinale golven in het materiaal [m/s]

Tabel 4: Berekende buiggolflengten in de brugdelen van de brug te Tilburg (delen beschouwd als platen) en de daaruit berekende massa binnen een kwart golflengte en het impedantie-niveau onder een railoplegpunt.



brugdeel	buiggolflengte λ_B								massa $1/4 \lambda_B$							
	bij frequentie [Hz]								bij frequentie [Hz]							
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
1 stiftplaat 360.360.20 mm	1,75	1,20	0,88	0,60	0,44	0,30	0,22	0,15	20	20	20	12	6	3	1,5	0,7
2 vulplaat 360.360.15 mm	1,51	1,04	0,75	0,52	0,38	0,26	0,19	0,13	15	15	13	7	3,3	1,7	0,8	0,4
3 dekplaat 8 mm	1,11	0,80	0,55	0,40	0,28	0,20	0,14	0,10	15	7,5	3,7	1,8	0,9	0,5	0,2	0,1
4 flens 1/2 INP-55 (30 mm)	2,14	1,52	1,07	0,76	0,54	0,38	0,27	0,19	20	20	20	20	10,4	5,2	2,6	1,3
5 lijf 1/2 INP-55 (19 mm)	1,70	1,20	0,85	0,60	0,43	0,30	0,21	0,11	26	23	11,6	5,8	2,4	1,2	0,6	0,3
6 hoek 150.150.14	1,46	1,03	0,73	0,51	0,37	0,25	0,18	0,12	14	14	14	12	6	3	1,5	0,7
7 flens DIN 60 (30 mm)	2,14	1,52	1,07	0,76	0,54	0,38	0,27	0,19	840	420	-	-	-	-	-	-
8 lijf DIN 60 (15 mm)	1,51	1,64	0,75	0,52	0,38	0,26	0,19	0,13	103	52	-	-	-	-	-	-
totale massa [kg]									1053	571	64	59	29	14,5	7,2	3,6
impedantieniveau LZ (20 lg ωM) [dB re 1 kg/s]									112	113	100	105	105	105	105	105

Voor staal geldt dat $\sqrt{2\pi c_2} = 180$, de buiggolflengte in een stalen balk wordt dan:

$$\lambda_b = 180 \text{ i} / \sqrt{f \cdot i} \quad (19)$$

Tabel 4 geeft de met de kwart- λ regel berekende octaafspectra van de impedantie op een railoplegpunt op de brug in Tilburg. Alle onderdelen zijn beschouwd als platen. Bij 250 Hz is de buiggolflengte in de flens van de INP 55 1,07 m. Dit betekent dat de flens van de INP 55 bij deze en hogere frequenties dynamisch is ontkoppeld van de beide DIN 60 profielen. Deze profielen liggen dan immers buiten een kwart buiggolflengte vanaf het aanstootpunt.

Als in het frequentiegebied onder de 250 Hz de DIN-profielen niet als platen maar als balken worden beschouwd, wordt de massa binnen een kwart buiggolflengte veel groter. Bij 63 Hz is λ_b van een DIN 60 11,4 m. Voor het totale impedantieniveau zou dan bij 63 Hz 120 dB zijn berekend (in plaats van 112 dB) en bij 125 Hz 123 dB (in plaats van 113 dB).

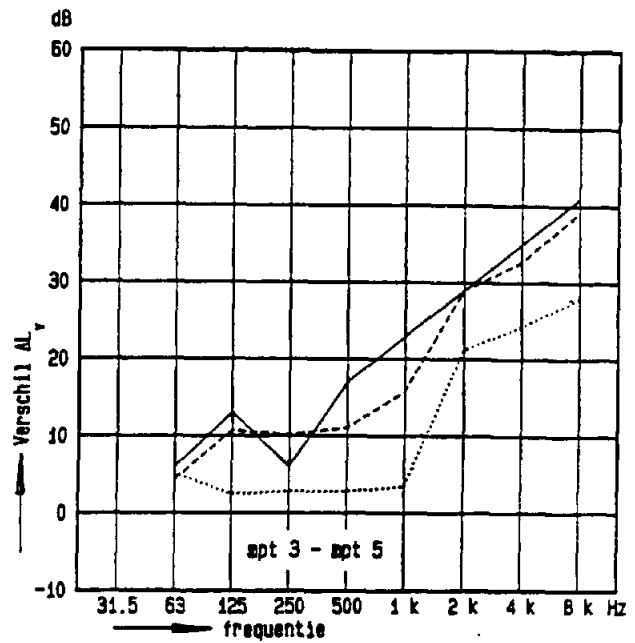
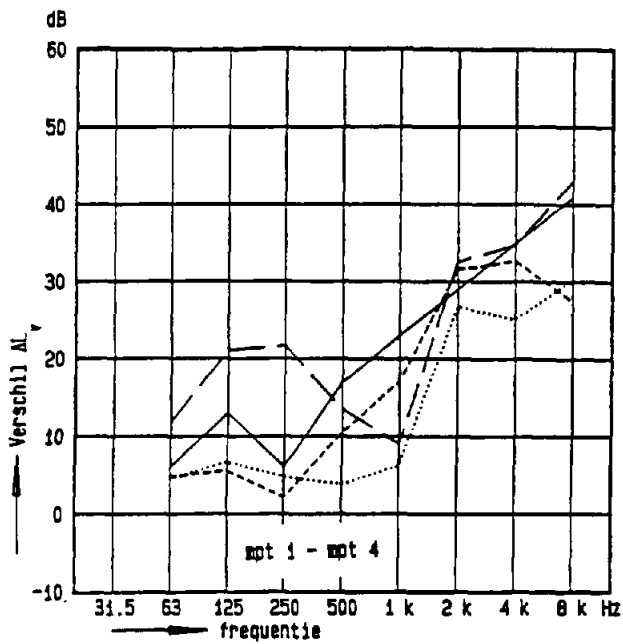
Het met de kwart- λ regel berekende spectrum van de impedantie op een oplegpunt op de brug wordt samen met de onder de oplegpunten gemeten impedantiespectra gegeven in figuur 23, zie voor de gemeten impedantiespectra ook figuur A23 in bijlage A.

3.3.2 Berekende en gemeten trillingisolatie

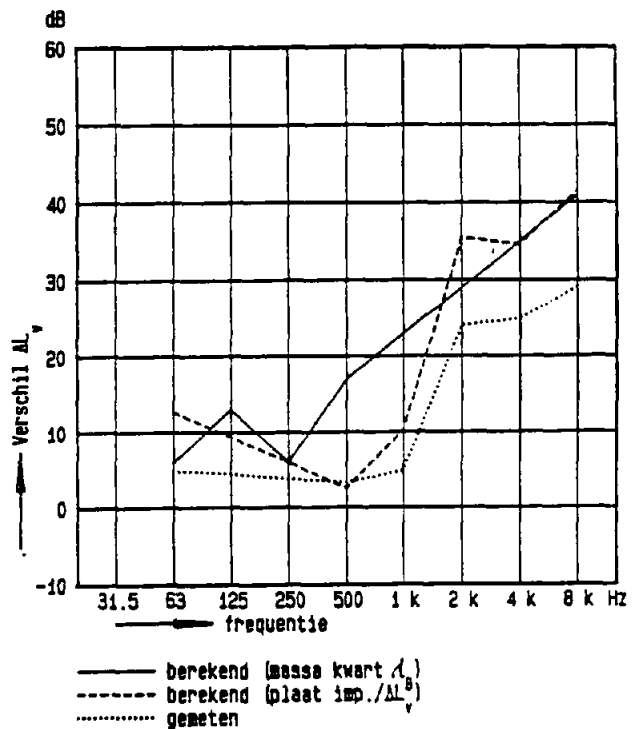
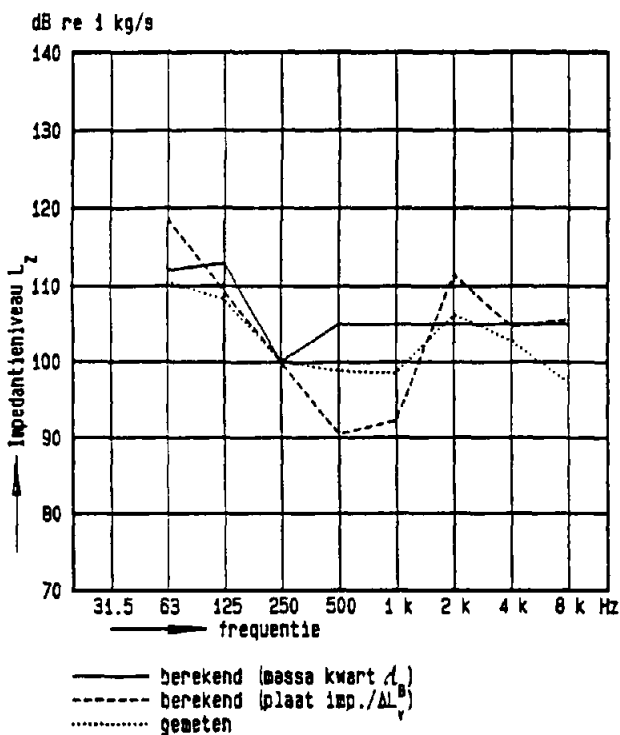
Figuur 24 geeft de met betrekking (14) berekende trillingisolatie tussen railvoet en brug. Bij de berekeningen is voor de stijfheid K de waarde $8 \cdot 10^7$ N/m gebruikt, zie ook paragraaf 3.2.2 en figuur 18. De berekeningen zijn zowel met de berekende als gemeten impedantiewaarden uitgevoerd. Naast de berekende spectra van de isolatie werden in figuur 24 ook de gemeten spectra gegeven. De trillingisolatie tussen de meetpunten 1 en 4 (mpt 1 = railvoet boven oplegpunt; mpt 4 = flens INP 44 onder oplegpunt) is behalve bij aanstoten van de rail met voorbij rijdende treinen ook gemeten met pulsformige aanstoting, zie ook figuur A19 in bijlage A.

3.3.3 Bespreking resultaten

De met de berekende en gemeten impedantie van het railoplegpunt berekende trillingisolaties hebben ongeveer hetzelfde verloop.



Figuur 24: Berekende en gemeten spectra van de trillingisolatie tussen de railvoet en de brug te Tilburg.



A)

B)

Figuur 25: A) Een op twee manieren berekend spectrum en het gemeten spectrum van de impedantie van het railoplegpunt.
 B) De met de berekende impedanties berekende spectra van de trillingisolatie en het spectrum van de gemeten isolatie.

Tot ca. 250 Hz ligt de isolatie tussen 5 en 12 dB, boven 250 Hz neemt de isolatie met ongeveer 6 dB per octaaf toe. De met de trein gemeten trillingisolaties zijn duidelijk lager dan de berekende isolaties, pas boven 1 kHz wordt de isolatie groter naarmate de frequentie hoger is. De vraag is of de verschillen tussen de berekende en gemeten isolaties moeten worden toegeschreven aan verschillen tussen de berekende en de werkelijke impedantie of aan verschillen tussen de ingevoerde en werkelijke veerstijfheid.

De impedantie van een railoplegpunt kan behalve met de kwart- λ regel ook worden berekend uit het verschil tussen het trillingniveau van het railoplegpunt en het trillingniveau van een ander punt op de brug waarvan de impedantie bekend is:

$$\frac{10 \lg Z_x}{10 \lg Z_y} = \frac{10 \lg v_y^2}{10 \lg v_x^2} \quad (20)$$

$$10 \lg Z_x = \Delta L_v + 10 \lg Z_y \quad (21)$$

waarin:

Z_x = impedantie punt x

Z_y = impedantie punt y

v_x = snelheid punt x

v_y = snelheid punt y

$\Delta L_v = L_{vy} - L_{vx}$

L_{vx} = snelheidsniveau punt x

L_{vy} = snelheidsniveau punt y

Bij de trillingmetingen aan de brug zijn op een aantal plaatsen de trillingen van de 8 mm dikke (dekplaat) gemeten. De impedantie van (oneindige) platen kan worden berekend met:

$$Z_{p1} = 2,3 \rho c_L h^2 \quad (22)$$

waarin:

Z_{p1} = impedantie van de plaat [kg/s]

ρ = dichtheid van het plaatmateriaal [kg/m³],

voor staal $\rho = 7800$ kg/m³

c_L = snelheid voor longitudinale golven in het plaatmateriaal [m/s],
voor staal $c_L = 5200$ m/s
 h = dikte van het plaatmateriaal

Figuur 25 A geeft naast het gemiddeld gemeten impedantiespectrum van het railoplegpunt het met de kwart- λ regel en het met betrekkingen (21) en (22) berekende impedantie spectrum van dat punt. Het uit de plaatimpedantie berekende spectrum is bepaald uit het gemiddeld gemeten verschil tussen de snelheidsniveaus op de meetplaatsen 13 en 14 (plaat 8 mm) en de meetplaatsen 4 en 5 (flens INP 55), zie ook figuur A9 in bijlage A. Het uit de plaatimpedantie en de gemeten snelheidsverschillen berekende impedantie van het railoplegpunt komt beter overeen met de gemeten impedantie dan de met de kwart- λ regel berekende impedantie. Ook de trillingisolatie komt met de uit de plaatimpedantie berekende impedantie van het railoplegpunt veel beter overeen met de gemeten trillingisolatie, zie figuur 25 B. In het frequentiegebied boven 1 kHz zijn de verschillen tussen de op beide manieren berekende impedantie en de gemeten impedantie betrekkelijk klein. Het verschil tussen de voor dit frequentiegebied berekende en gemeten trillingisolatie is echter relatief groot. De met de trein gemeten trillingisolatie is kleiner dan de berekende isolatie. Dit duidt erop dat de dynamische stijfheid van de railoplegging groter is dan de stijfheid waarvan is uitgegaan ($K = 8 \cdot 10^7$ N/m). Het verschil tussen de berekende en gemeten isolatie is in het frequentiegebied boven 1 kHz ca. 10 dB. Dit betekent dat de veerstijfheid in dit frequentiegebied ca. drie maal zo groot is, d.w.z. ca. $2,5 \cdot 10^8$ N/m. Uit de metingen van de stijfheid van de railopleggingen blijkt dat de stijfheid sterk afhangt van de belasting, zie ook figuren 16 en 17. Dit is een van de oorzaken dat met pulsvormige aanstoting een grotere trillingisolatie is gemeten dan bij aanstoting met de trein. Een andere oorzaak is dat bij aanstoting met de trein gerekend moet worden met grotere bijdragen via de andere railoplegpunten. De verschillen tussen de met de kwart- λ regel berekende impedantie en de gemeten impedantie en de uit de plaatimpedantie en de gemeten snelheidsverschillen berekende impedantie zijn het grootst in de belangrijke 500 Hz en 1000 Hz octaafband. Waarschijnlijk wordt dit veroorzaakt doordat in dit frequentiegebied de laagste eigenfrequenties liggen van brugdelen in de buurt van het oplegpunt zoals het lijf van de INP 55.

Als het lijf beschouwd wordt als een 19 mm dikke plaat die aan vier zijden is opgelegd is de laagste eigenfrequentie ca. 1070 Hz. Wordt het lijf als een plaat beschouwd waarvan één (lange) zijde in plaats van opgelegd vrij is, dan ligt de laagste eigenfrequentie ongeveer een factor 3 lager.

Men zou kunnen concluderen dat de impedantie van een railoplegpunt op een brug het beste wordt benaderd als uitgegaan wordt van de kwart- λ regel en vervolgens wordt aangenomen dat in het gebied van de laagste eigenfrequenties - bij een dubbelliger zijn dat de octaafbanden 500 Hz en 1000 Hz - het impedantieniveau ca. 10 dB lager ligt dan met de kwart- λ regel werd berekend.

3.4 Trillingoverdracht en afstraling brugconstructie

Vanaf de aanstootplaatsen (railoplegpunten) planten de trillingen (constructiegeluid) zich voort door de brugconstructie en de trillende brugdelen stralen geluid af.

In de totale geluidoverdracht spelen de plaat- en schaalachtige componenten meestal een belangrijkere rol dan de massieve elementen. Bij plaatachtige constructies is de geluidoverdracht groot omdat de eerste eigenfrequentie veel lager ligt dan bij volumineuze constructies. Bovendien hebben plaatachtige constructies ook een hogere modale dichtheid (dichtheid van eigenfrequenties).

Door de brug te beschouwen als een uit platen opgebouwde constructie, kan gebruik worden gemaakt van een bij de TPD ontwikkeld model voor het bereken van de geluidoverdracht in plaatachtige constructies [16], [17]. In het model wordt de (wissel) snelheid van een plaat in een kastconstructie berekend met:

$$\overline{v_i^2} = \left(\frac{h_{ap}^2}{h_i} \right) \cdot \left(\frac{d_{ap}}{d_i} \right) \cdot \overline{v_{ap}^2} \quad (23)$$

waarin:

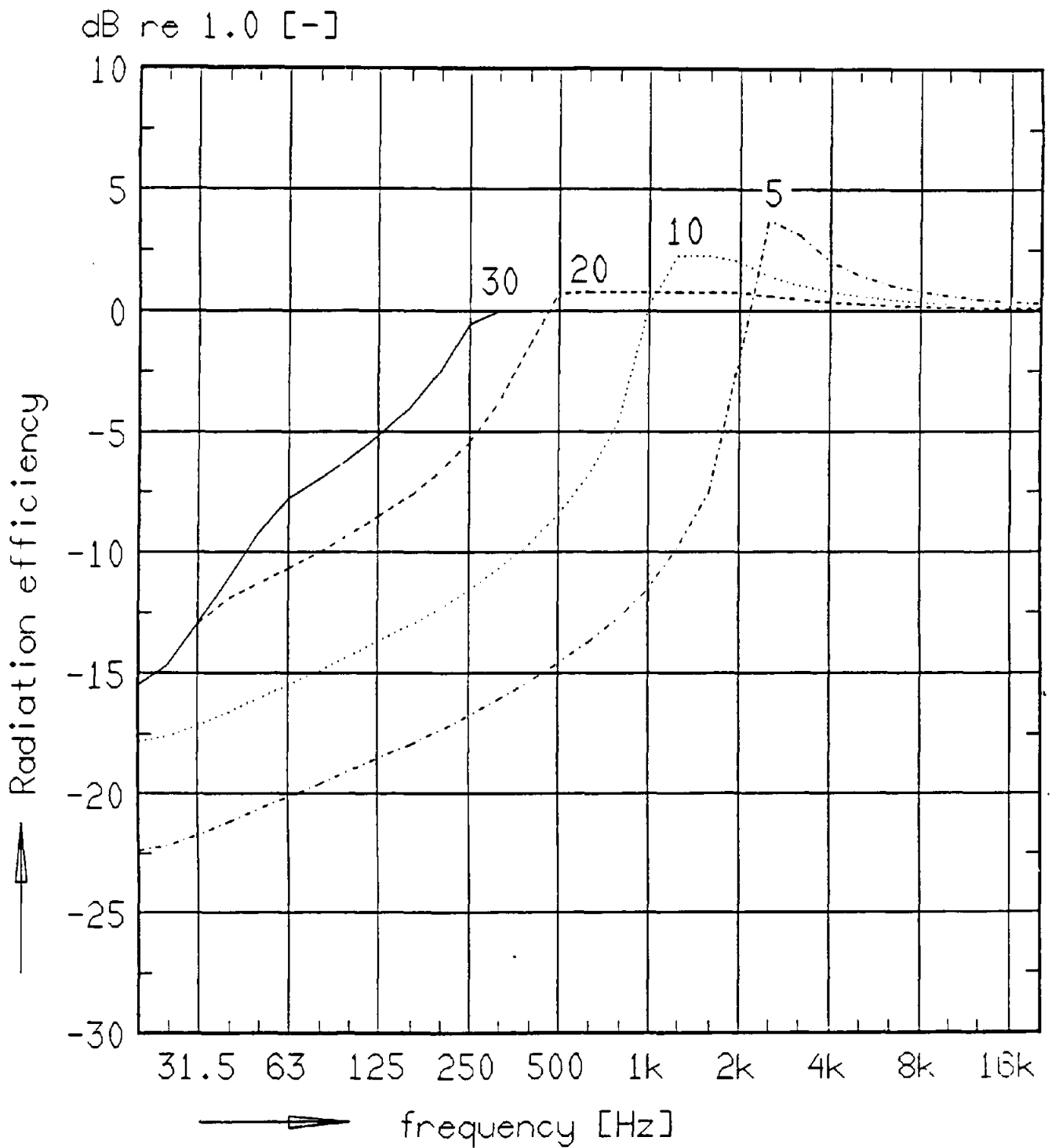
$\overline{v^2}$ = gemiddelde gekwadrateerde wisselsnelheid

h = plaatdikte

d = verliesfactor (maat voor de demping)

i = index voor plaat nr. i

ap = index voor aangestoten plaat



Figuur 26: Afstraalfactor van staalplaten (1m x 1m) in een "baffle". De plaatdikten zijn respectievelijk 5, 10, 20 en 30 mm.

Het snelheidsniveau L_{vi} van plaat i is dus uit het snelheidsniveau L_{vap} van de aangestoten plaat te berekenen:

$$L_{vi} = L_{vap} + 20 \lg \left(\frac{h_{ap}}{h_i} \right) + 10 \lg \left(\frac{d_{ap}}{d_i} \right) \quad (24)$$

Het door een plaat afgestraald geluidvermogen wordt berekend met:

$$P = \rho c S \overline{v^2} \quad (25)$$

waarin:

P = geluidvermogen [W]

ρ = dichtheid lucht [kg/m^3]

c = geluidssnelheid in lucht [m/s]

S = oppervlakte van de stralende plaat [m^2]

s = afstraalgraad (afstraalefficiëntie)

$\overline{v^2}$ = gemiddelde gekwadrateerde wisselsnelheid

Als het gemiddeld snelheidsniveau en de afstraalfactor van de plaat bekend zijn kan het geluidvermogeniveau worden berekend met:

$$L_w = L_v + 10 \lg S + 10 \lg s + 26 \quad (26)$$

waarin:

L_w = geluidvermogeniveau [dB re 10^{-12} W]

L_v = snelheidsniveau [dB re $1 \mu\text{m}/\text{s}$]

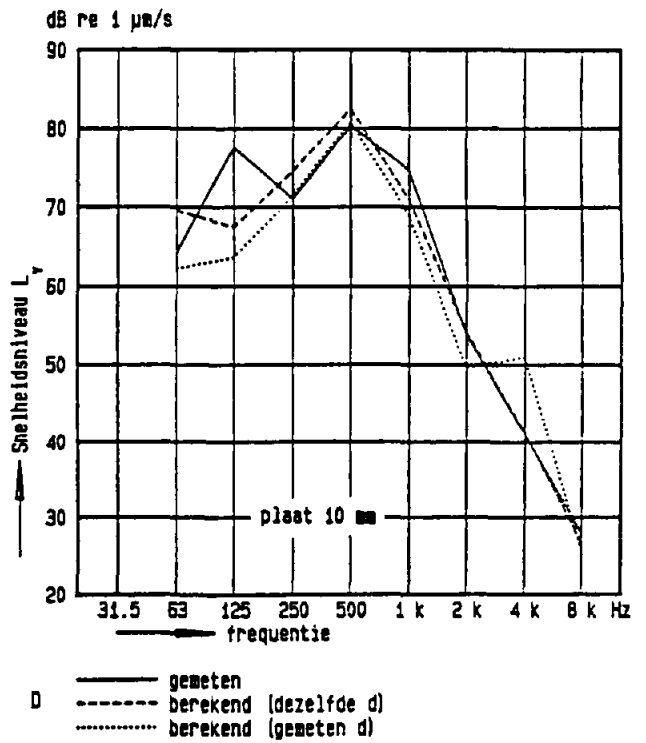
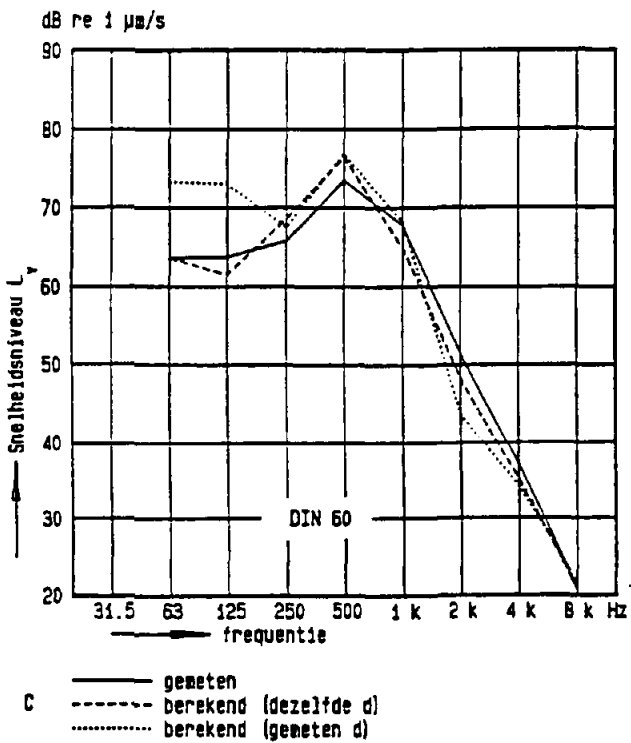
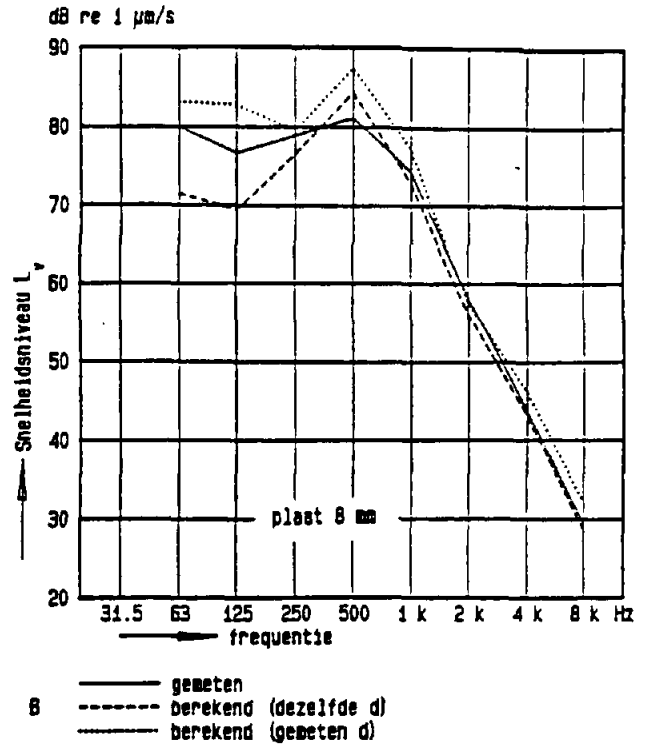
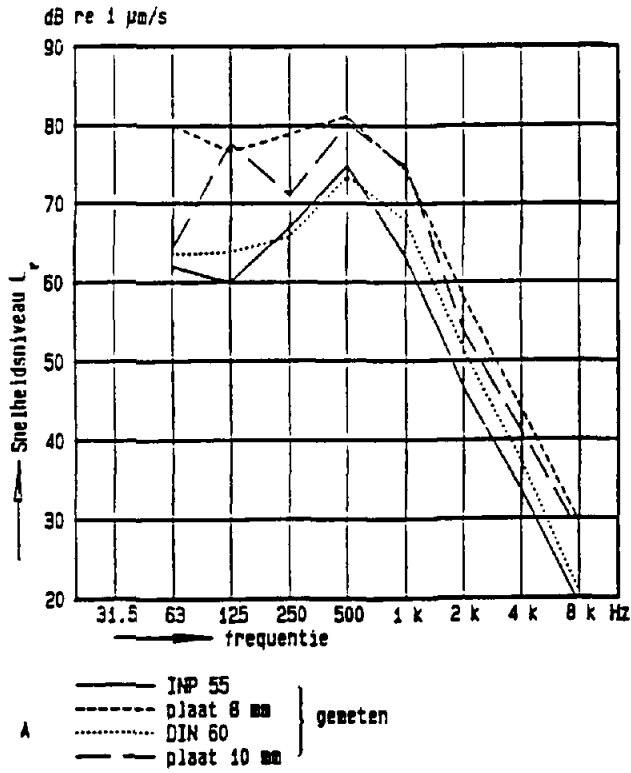
S = oppervlakte plaat [m^2]

$10 \lg s$ = afstraalfactor [dB]

Voor het schatten van afstraalfactoren van praktijkconstructies wordt gebruik gemaakt van modellen van elementaire stralertypen (pulserende bol, oscillerende bol, plaat met buigtrillingen) [18].

Figuur 26 toont benaderingscurven voor de afstraalfactor van vierkante stalen platen met verschillende dikten. Voor zwak gedempte en aan de randen draaibaar opgelegde vlakke platen gelden de volgende benaderingen:

$$s = \frac{Uc}{\pi^2 S f_g} \sqrt{\frac{f}{f_g}} \quad (f < f_g/2) \quad (27)$$



Figuur 27: A) Gemiddelde octaafspectra van de snelheid gemeten op de verschillende brugdelen bij passeren van materieel categorie 1.
 B,C,D) Gemiddeld octaafspectrum van de snelheid gemeten op respectievelijk de 8 mm platen, de DIN 60 balken en de 10 mm platen en de berekende snelheidsspectra van de betreffende onderdelen.

$$s = 0,45 \sqrt{\frac{U f_g}{c}} \quad (f = f_g) \quad (28)$$

$$s = 1 \quad (f > 2 f_g) \quad (29)$$

waarin:

c = geluidsnelheid [m/s]

S = oppervlakte plaat [m^2]

U = omtrek plaat (plus 2 x lengte van verstijvingsribben) [m]

f_g = grensfrequentie [Hz]

Een belangrijke frequentie is dus de grensfrequentie, zie betrekking (17). Boven de grensfrequentie geldt $s = 1$ ($10 \lg s = 0$), ver eronder heeft de afstraalfactor een helling van 1,5 dB/octaaf.

De vorm van de plaat (vierkant of rechthoekig) heeft een zwakke invloed, uitkomend in de factor U/S . Verstijven door middel van ribben doet de randlengte en daarmee U/S toenemen. Verstijven leidt daarom vaak tot een verhoging van s .

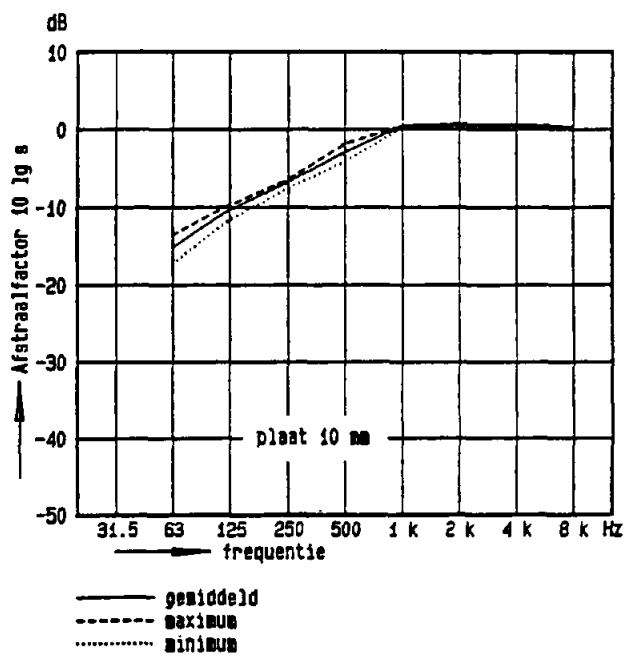
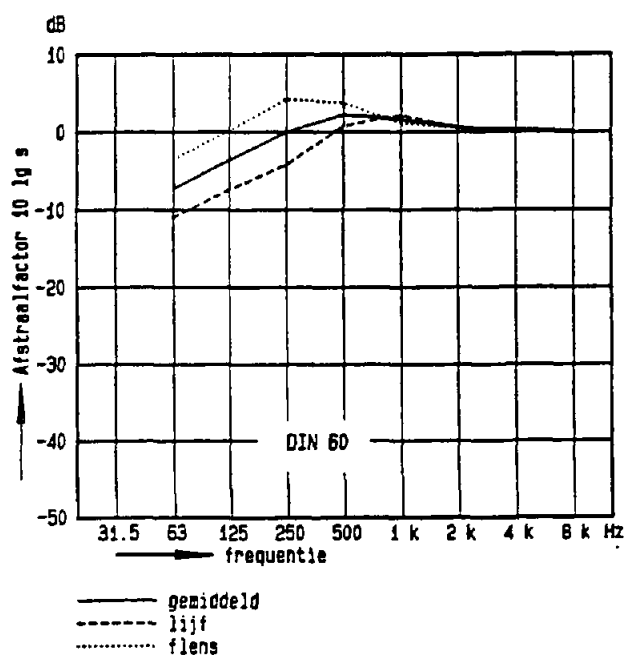
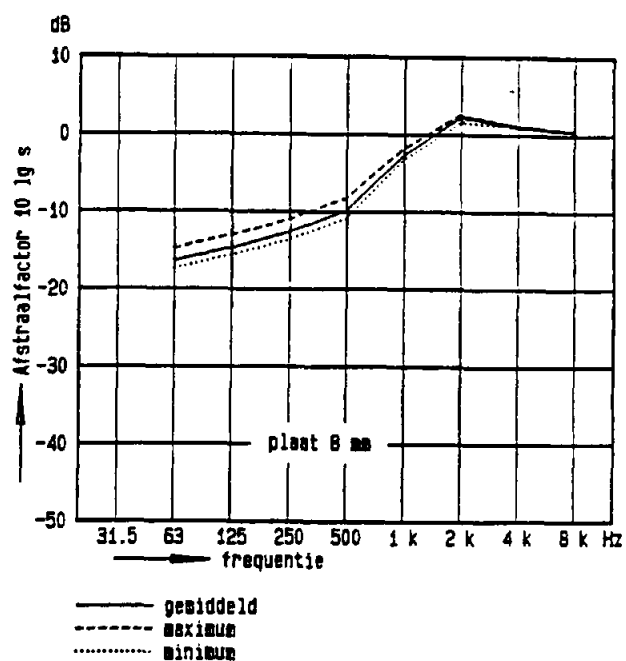
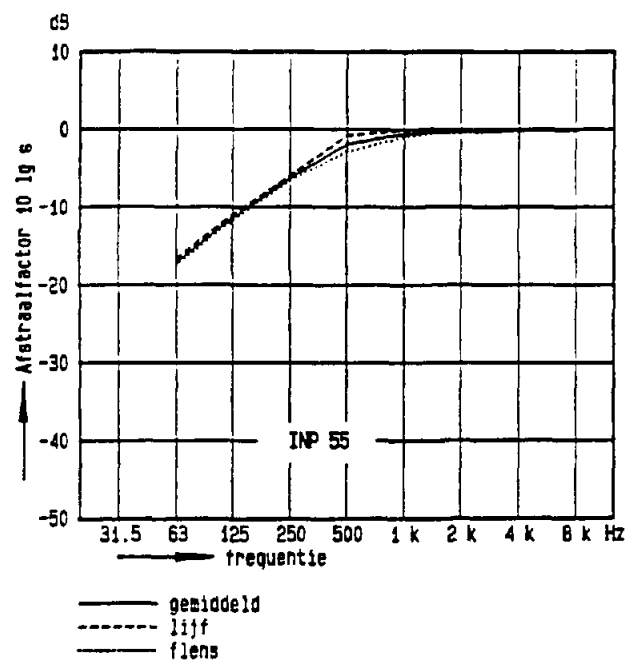
3.4.1 Snelheidsniveaus brugdelen

De vier belangrijkste stralende onderdelen bij de dubbelligerbrug te Tilburg zijn (zie ook figuur A5 in bijlage A):

- de halve INP 55 profielen onder de railoplegpunten
- de 8 mm dikke (dek)platen
- de DIN 60 balken
- de 10 mm dikke (steun)platen.

Figuur 27 A geeft de gemiddelde snelheidsspectra van deze brugdelen tijdens het passeren van materiaal categorie 1 (treinstellen). Deze snelheidsspectra zijn berekend uit de op de verschillende meetpunten op het betreffende brugdeel gemeten versnellingsspectra, zie de figuur A17 in bijlage A.

In de figuren 27 B, C en D worden naast de gemeten snelheidsspectra van de platen en de DIN balk ook met betrekking (24) berekende snelheidsspectra gegeven. Basis voor de berekening was het gemiddeld op het INP 55 gemeten snelheidsniveau. Het INP 55 profiel heeft een 30 mm dikke flens en een 19 mm dik lijf. Bij de berekening is het INP 55 profiel beschouwd als een plaat met een equivalente dikte van 24 mm.



Figuur 28: Berekende afstraalfactoren van onderdelen van de brug te Tilburg.

Het DIN 60 profiel (dikte flens 30 mm, dikte lijf 15 mm) is beschouwd als een 20 mm dikke plaat.

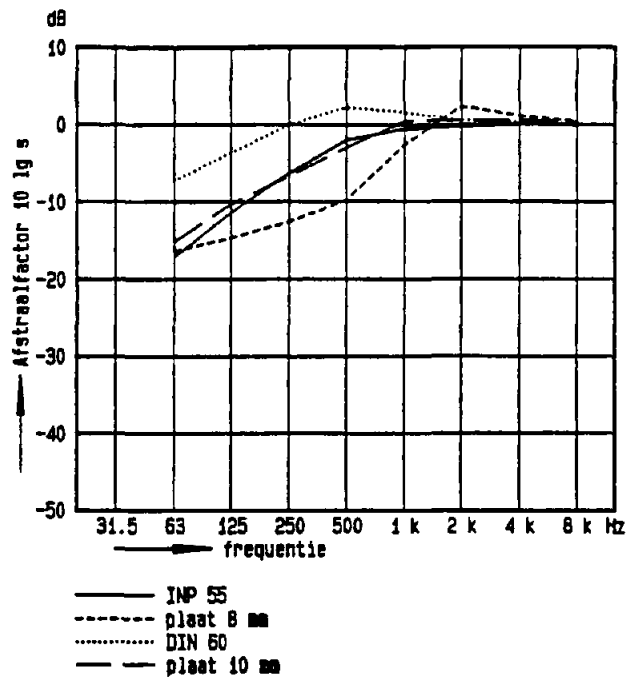
De berekeningen zijn uitgevoerd met de gemiddeld op de verschillende brugdelen gemeten verliesfactoren, zie ook tabel A3 en figuur A24 in bijlage A. Daarnaast zijn de berekeningen ook uitgevoerd onder de aanname dat alle brugdelen dezelfde verliesfactor hebben, $10 \lg (d_{ap}/d_i)$ is dan nul. Volgens de literatuur [18] is de verliesfactor van staalconstructies die zijn opgebouwd uit veel dikke of weinig dunne afzonderlijke delen ca. 10^{-2} . Metaalconstructies die uit weinig dikke delen bestaan hebben bij frequenties lager dan 500 Hz een verliesfactor van ca. $3 \cdot 10^{-3}$ en bij frequenties hoger dan 1000 Hz een verliesfactor van ca. 10^{-3} .

3.4.2 Afstraalfactoren brugdelen

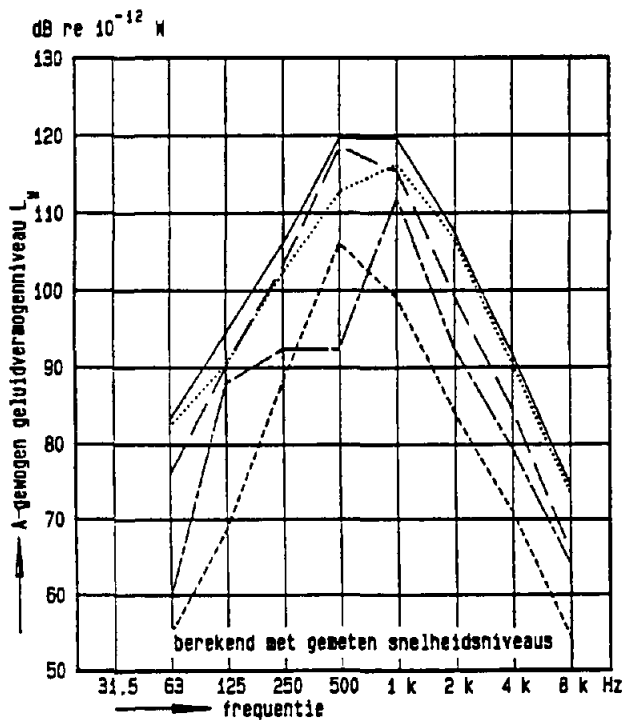
Figuur 28 geeft afstraalfactoren die voor de verschillende brugdelen werden berekend met behulp van het computerprogramma SAO [17]. Per onderdeel worden naast de gemiddelde afstraalfactor ook de maximum en minimum afstraalfactor gegeven. Bij de platen is de afstraalfactor afhankelijk van de afmetingen van plaatvelden. Voor de profielen is bij het berekenen van de afstraalfactoren aangenomen dat ze uit platen zijn opgebouwd. De verschillen tussen de maximum en minimum afstraalfactoren zijn voor de profielen groter dan voor de platen omdat bij de profielen niet alleen de afmetingen van de "plaatvelden" maar ook de dikte van de platen verschillen. Figuur 29 vergelijkt de gemiddelde afstraalfactoren van de brugdelen.

3.4.3 Afgestraald geluidvermogen brug

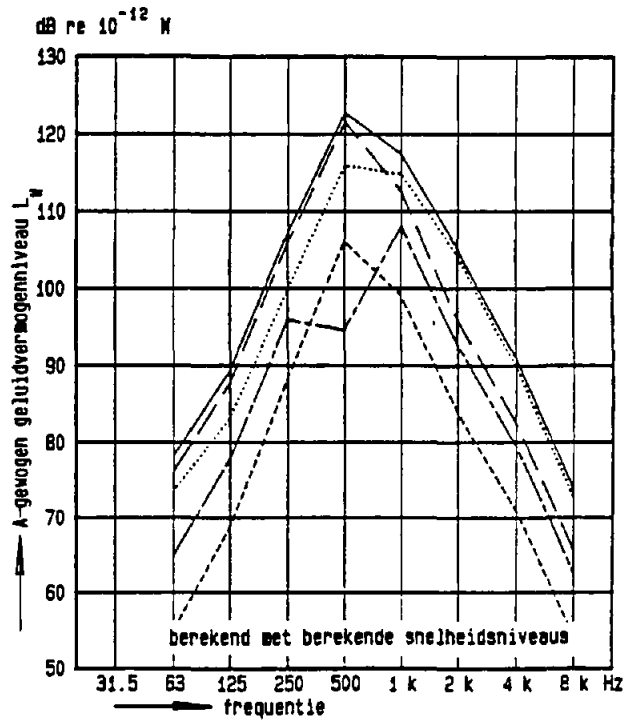
Figuur 30 geeft A-gewogen octaafspectra van het door de verschillende brugdelen afgestraalde geluidvermogen bij passeren van materiaal categorie 1 (materieel '54 en '64) met een snelheid van 55 km/h en het daaruit berekende totale A-gewogen spectrum van het geluidvermogen. De geluidvermogniveaus zijn berekend met betrekking (26). De berekeningen zijn zowel met de gemiddeld gemeten snelheidsniveaus van de brugdelen als met de berekende snelheidsniveaus uitgevoerd, zie ook figuur 27. Figuur 31 vergelijkt de totale A-gewogen spectra van het geluidvermogen.



Figuur 29: Berekende gemiddelde afstraalfactoren van de brugdelen.



—	totaal	: 123,0 dB (A)
- - -	INP 55	: 107,0 dB (A)
.....	plaat 8 mm	: 118,3 dB (A)
- · -	DIN 60	: 120,4 dB (A)
- - -	plaat 10 mm	: 112,1 dB (A)



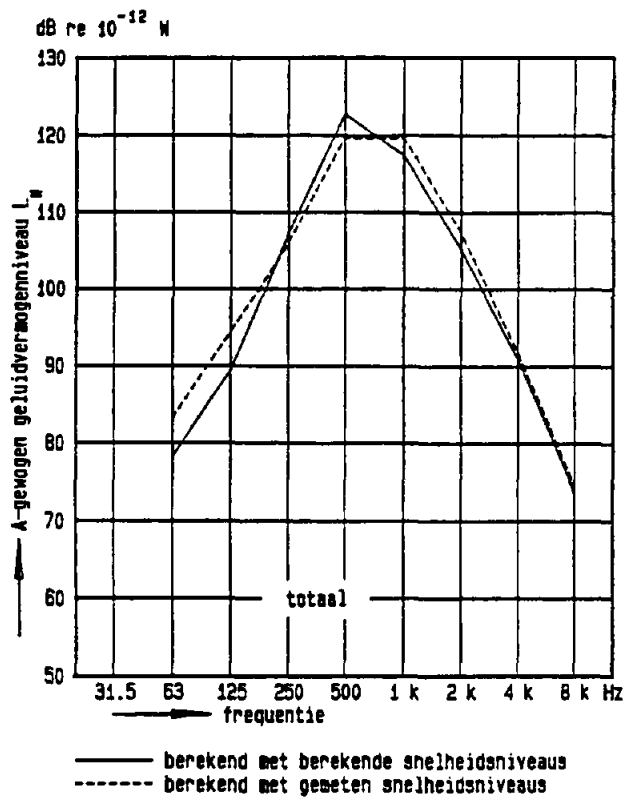
—	totaal	: 124,1 dB (A)
- - -	INP 55	: 107,0 dB (A)
.....	plaat 8 mm	: 118,7 dB (A)
- · -	DIN 60	: 122,2 dB (A)
- - -	plaat 10 mm	: 108,7 dB (A)

Figuur 30: Berekende A-gewogen octaafspectra van het door de brugdelen afgestraalde geluidvermogen bij passeren van materieel categorie 1 (materieel '54 en '64) met een snelheid van 55 km/h en het daaruit berekende totale A-gewogen spectrum van het door de brug te Tilburg afgestraalde geluidvermogen.

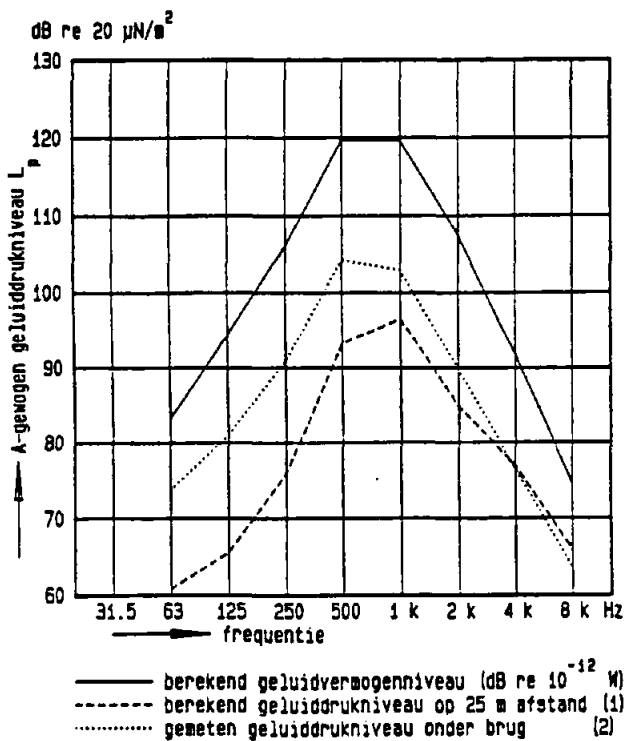
3.4.4 Bespreking resultaten

De gemeten snelheidsniveaus van de verschillende brugonderdelen komen vooral in het frequentiegebied boven 125 Hz zeer goed overeen met de berekende snelheidsniveaus, zie de figuren 27 A, B en C. De trilling-overdracht (constructiegeluidoverdracht) in de brugconstructie wordt door het model dus goed voorspeld. De "dunnere" brugdelen trillen duidelijk sterker dan de "dikkere" delen, de sterkte van de trillingen is ongeveer evenredig met het kwadraat van de dikteverhouding. Het snelheidsniveau van de 8 mm dekplaten is bijvoorbeeld gemiddeld ca. 10 dB hoger dan het gemiddelde snelheidsniveau van het INP 55 profiel. De dunnere delen stralen in het frequentiegebied onder ca. 2000 Hz echter minder efficiënt af dan de dikkere delen. Uit het berekende afgestraalde geluidvermogen blijkt dat de 8 mm plaat en het DIN profiel de grootste bijdrage leveren aan het totale afgestraalde vermogen. Het in de 500 Hz en 1000 Hz octaafband afgestraalde geluid is bepalend voor het geluidvermogeniveau in dB(A). In de 500 Hz octaafband is het door de DIN-balken afgestraalde geluidvermogeniveau ca. 5 dB groter dan dat van de 8 mm platen, ruim 10 dB groter dan het niveau van de INP 55 profielen en ruim 20 dB groter dan het geluidvermogeniveau van de 10 mm platen. In de 1000 Hz octaafband is de bijdrage van de 8 mm platen het grootst. Het geluidvermogeniveau van de 8 mm platen is ca. 1 dB groter dan dat van de DIN profielen, ca. 5 dB groter dan dat van de 10 mm platen en ca. 15 dB groter dan het niveau van de INP 55 profielen.

Figuur 31 geeft naast het A-gewogen geluiddrukspectrum dat gemiddeld onder de brug te Tilburg is gemeten bij het passeren van materieel '54 en '64 (categorie 1) het berekende A-gewogen geluiddrukspectrum van de brug op 25 m afstand. Ter vergelijking is in dezelfde figuur het berekende A-gewogen geluidvermogeniveau gegeven. De vorm van het onder de brug gemeten geluiddrukspectrum is vrijwel gelijk aan de vorm van het berekende geluidvermogenspectrum. Dit betekent dat het model het effect van maatregelen die de overdracht en afstraling beïnvloeden met een redelijke nauwkeurigheid zal voorspellen.



Figuur 31: Berekende A-gewogen spectra van het totale door de brug te Tilburg afgestraald geluidvermogen bij passeren van materieel categorie 1 met een snelheid van 55 km/h.



Figuur 32: Gemeten A-gewogen geluiddruk spectrum onder de brug (2) en het berekende A-gewogen geluiddruk spectrum op 25 m en afstand (1). Ter vergelijking is in de figuur het berekende A-gewogen geluidvermogenspectrum (dB re 10⁻¹²W) gegeven.

Deel F

Overzicht van gebruikte rapporten en werkdocumenten.

- Werkdocumenten als onderdeel van het onderzoek -

- **Van Dorsser Notitie 897447.1, Samenvattende studie tramlawaai - Rolgeluid -, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser Notitie 897447.2, Samenvattende studie tramlawaai - Booggeluid -, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser Notitie 897447.3, Samenvattende studie tramlawaai - Stootgeluid - J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser Notitie 897447.4, Samenvattende studie tramlawaai - trillingemissie -, J.J.A. van Leeuwen.**
- **TPD Notitie TPD-HAG-RPT-91-0082.5, Samenvattende studie tramlawaai - Geluidemissie van bruggen en viaducten -, T. ten Wolde, J.C. Tukker.**
- **Van Dorsser Verslag 897447.V01, Bezoek bij N.V. Gemengd Bedrijf Haagsche Tramweg-Maatschappij, J.J.A. van Leeuwen, T. ten Wolde (plus erratum).**
- **Van Dorsser Verslag 897447.V02, Bezoek Rotterdamse Elektrische Tram, J.J.A. van Leeuwen, T. ten Wolde.**
- **Van Dorsser Verslag 897447.V03, Bezoek aan het Gemeente vervoersbedrijf Amsterdam, J.J.A. van Leeuwen, T. ten Wolde.**
- **Van Dorsser Verslag 897447.V04, Bezoek bij N.V. Verenigd Streekvervoer Westnederland en de N.V. Nederlandse Spoorwegen ten behoeve van de Sneltramlijn Utrecht/Nieuwegein, J.J.A. van Leeuwen, T. ten Wolde.**
- **TPD Verslag TPD-HAG-RPT-91-0005, Bezoek aan Physikalisch-Technische Versuchsanstalt für Wärme- und Schalltechnik (Wenen) en de Wiener Stadtwerke- Verkehrsbetriebe, T. ten Wolde, J.J.A. van Leeuwen.**
- **TPD Verslag TPD-HAG-RPT-91-0010, Bezoek aan de Studiengesellschaft für Unterirdische Verkehrsanlagen e.v. (STUVA) te Keulen, T. ten Wolde, J.J.A. van Leeuwen.**

- Rolgeluid -

- Van Dorsser rapport 889.A, Geluidmetingen aan Haagsche trams, S. Riemens, Y.K. Wijnia.
- Van Dorsser rapport 1352.A, Geluidemissiemetingen trams 's-Gravenhage, S. Riemens, Y.K. Wijnia.
- Van Dorsser rapport 1352.B, Emissievergelijking trams 's-Gravenhage, Rotterdam, Amsterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia.
- Van Dorsser rapport 1694.A, Metingen aan Haagsche trams op het semi metroviaduct, S. Riemens, Y.K. Wijnia, H. Spierenburg.
- Van Dorsser rapport 2085.A, Onderzoek geluidemissie SAB-V wielen, S. Riemens, Y.K. Wijnia.
- Van Dorsser rapport 2220.A, Onderzoek spoorbaanconstructies Goeverneurlaan te 's-Gravenhage, S. Riemens, Y.K. Wijnia.
- Van Dorsser rapport 4330.A, Geluidmetingen aan diverse bovenbouwconstructie van trams in Rotterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 5986.A, Geluidmetingen aan diverse bovenbouwconstructie van trams in Rotterdam, in vervolg op Van Dorsser rapport 4330.A, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 6971.A, Railimpedantiemetingen aan diverse bovenbouwconstructies van trams in Rotterdam, in vervolg op Van Dorsser rapport 4330.A en 5986.A, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 6155.A, Geluidmetingen aan vier verschillende bovenbouwconstructies in asfalt in 's-Gravenhage, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 901020.A, Geluid-, trilling-, impedantie- en ruweidsmetingen op de proefvakken aan de Provenierringel te Rotterdam, J.J.A. van Leeuwen.
- GB-HR-10-02, Onderzoek naar de geluidemissie van trams uit Amsterdam, 's-Gravenhage en Rotterdam op eenzelfde meetlocatie, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 6422.A, Relatie tussen geluidemissie en ruwheid in Rotterdam, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.
- TPD rapport 723.146, Relatie tussen geluidemissie en ruwheid in Rotterdam, T. ten Wolde, J.J.A. van Leeuwen (Van Dorsser), H.J. Halkes.
- TPD rapport 807.762/1, Geluidemissiemetingen trams in Amsterdam, F.J.W. Biegstraten, J.C. Tukker.
- TPD rapport 807.762/2, Geluidemissiemetingen trams in Rotterdam, F.J.W. Biegstraten, C.E. Split, J.C. Tukker.

- TPD rapport 307-454, Geluidmetingen onder trams te 's-Gravenhage, Amsterdam en Rotterdam, C.J.M. van Ruiten.
- Van Dorsser rapport 3216.A, Typekeuringsmetingen GTL-8 's-Gravenhage, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 3216.B, Typekeuringsmetingen ZGT-6 Rotterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 3216.C, Typekeuringsmetingen 9G/10G Amsterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 3216.E, Eindrapport Typekeuringsmetingen 9G, GTL-8 en ZGT-6, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 3507.A, De invloed van de bezettingsgraad op de geluidemissie van Haagsche trams, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 3507.B, Praktijkmetingen aan trams in 's-Gravenhage, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 3507.C, Praktijkmetingen aan trams in Amsterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 3507.D, Praktijkmetingen aan trams in Rotterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Provinciale Waterstaat van Utrecht rapport GL85-06, Akoestisch onderzoek sneltram Utrecht-Nieuwegein-IJsselstein, E. v.d. Wal, G. Veldkamp, M. Puhl, R. Bakker.
- Van Dorsser rapport 7972.A, Metingen metromaterieel voor de stad Medellin, Columbia, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 5792.A, Metingen Metro/Sneltram Rotterdam 's-Gravenweg, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 5309.A, Metingen Metro/Sneltram nabij woningen in Rhoon, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 4480.A, Geluidmetingen aan bussen en trams in de Pisuissestraat te 's-Gravenhage, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 4480.E, Geluid- en trillingmetingen aan trams op een Nikex bovenbouwconstructie in de Pisuissestraat te 's-Gravenhage - Invloed wieltype -, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 5129.D, Geluid- en trillingmetingen aan trams op een Nikex bovenbouwconstructie in de Pisuissestraat te 's-Gravenhage - Nulmeting voor wijziging van de constructie -, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 5129.E, Geluid- en trillingmetingen aan trams op een Nikex bovenbouwconstructie in de Pisuissestraat te 's-Gravenhage - Referentiemeting aan een nabijgelegen constructie -, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.

- **Van Dorsser rapport 7208.A, Geluidmetingen na het slijpen van de spoorstaven met behulp van de 'Rotra' slijpwagen, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 7044.A, Geluidmetingen aan een tram uit Grenoble en aan Rotterdamse trams op een spoorconstructie in Rotterdam, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Lichtveld Buis & Partners rapport 70.055-2, Geluidmetingen aan de sneltram Utrecht-Nieuwegein, A.H.M. Crone.**
- **Dienst Openbare Werken Amsterdam rapport 3275.grm.1, Geluid van trams, H.B. Afman.**
- **Dienst Openbare Werken Amsterdam rapport 3626.grm.5, De invloed van de rail op tramluid, H.B. Afman.**
- **Omegam rapport 3843.O grm.2, Onderzoek tramlawaai; een Haagse tram in Amsterdam, H.B. Afman.**

- Booggeluid -

- **Van Dorsser rapport 889.A, Geluidmetingen aan Haagsche Trams, S. Riemens, Y.K. Wijnia.**
- **Van Dorsser memorandum 4794.1, Geluidmetingen aan Rotterdamse trams in de boog Kastanjesingel/Larikslaan te Rotterdam, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser 5047.A, Geluidmetingen aan Rotterdamse trams in een boog voor het Centraal Station te Rotterdam, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 7044.A, Geluidmetingen aan een tram uit Grenoble en aan Rotterdamse trams op een spoorconstructie in Rotterdam, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 7440.A, Geluidmetingen ter bepaling van de gevelbelasting gevolge van trams op de keerlus van lijn 6 te Den Haag, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 901144.A, Metingen ter bepaling van de gevelbelasting ten gevolge van tramlijn 2, Duyvestijnstraat te 's-Gravenhage, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.**
- **TPD rapport 307-454, Geluidmetingen onder trams te 's-Gravenhage, Amsterdam en Rotterdam, C.J.M. van Ruiten.**
- **RET rapport Oerl/ML 1969/1970, Onderzoek piepen in bogen van Rotterdamse tramrijtuigen.**
- **RET rapport Oerl/ML 1969, Onderzoek piepen in bogen van Rotterdamse tramrijtuigen.**
- **Omegam rapport 5138.O, Onderzoek materiaalinvloed booggeluid in Amsterdam, G.J. Dijst, H.B. Afman.**
- **Van Dorsser rapport 4480.D, Geluidemissiemetingen in een boog ter bepaling van de invloed van een Polystyreen vulling van het raillijf, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 3507.B, Praktijkmetingen aan trams in 's-Gravenhage, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 3507.C, Praktijkmetingen aan trams in Amsterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 3507.D, Praktijkmetingen aan trams in Rotterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.**
- **GB-HR-10-02, Onderzoek naar de geluidemissie van trams uit Amsterdam, 's-Gravenhage en Rotterdam op eenzelfde meetlocatie, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 6166.A, Nadere analyse booggeluid van het onderzoek naar de geluidemissie van trams uit Amsterdam, 's-Gravenhage en Rotterdam op eenzelfde meetlocatie, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.**

- **Van Dorsser rapport 4160.A, Metingen van booggeluid van de sneltram in Rotterdam Ommoord, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 4331.A, Metingen van booggeluid van de sneltram in Rotterdam Ommoord, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 5792.B, Metingen van booggeluid van de sneltram in Rotterdam Ommoord, S. Riemens, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Omegam rapport 3843.O grm.1, Onderzoek tramlawaai; metingen aan verschillende wieltypen, H.B. Afman.**

- Stootgeluid -

- Van Dorsser rapport 4367.A, Geluid- en trillingmetingen aan Haagse trams op kruisvlakken, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- TPD rapport 307-454, Geluidmetingen onder trams te 's-Gravenhage, Amsterdam en Rotterdam, C.J.M. van Ruiten.
- Van Dorsser rapport 3507.B, Praktijkmetingen aan trams in 's-Gravenhage, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 3507.C, Praktijkmetingen aan trams in Amsterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 3507.D, Praktijkmetingen aan trams in Rotterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.

- Trillingen -

- **Van Dorsser rapport 4480.A, Metingen Nikex en groefrail in beton in de Pisuissestraat te 's-Gravenhage, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 4480.B, Metingen aan de Nikex bovenbouwconstructie in de Pisuissestraat te 's-Gravenhage Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 4480.C, Impedantiemetingen aan de Nikex bovenbouwconstructie in de Pisuissestraat te 's-Gravenhage, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 4480.E, Geluid- en trillingmetingen aan de Nikex bovenbouwconstructie ter bepaling van de invloed van het wieltype, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 5129.D, Geluidemissiemetingen aan de Nikex bovenbouwconstructie voor de wijziging van de constructie, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 5129.E, Geluid- en trillingmetingen aan en nabij de Nikex bovenbouwconstructie, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 6303.A, Geluid- en trillingmetingen keerlus lijn 11 in Scheveningen, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 6303.B, Trillingmetingen aan een proefvak in de keerlus lijn 11 in Scheveningen, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 6303.C, Impedantiemetingen aan vier bovenbouwconstructies in Scheveningen, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 6303.D, Trilling- en impedantiemetingen aan de boog Zwarte Pad in Scheveningen, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 6303.E, Trilling- en impedantiemetingen aan een tweede proefvak in de keerlus lijn 11 in Scheveningen, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 6303.F, Geluid-, trilling- en impedantiemetingen aan de afgeveerde spoorconstructie van de keerlus lijn 11 in Scheveningen, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 6303.G, Trillingmetingen in een woning nabij de afgeveerde spoorconstructie van de keerlus lijn 11 in Scheveningen, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 5607.A, Trillingmetingen in de Aaltje Noorderwierstraat te 's-Gravenhage, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 7860.A, Trillingmetingen aan woningen nabij het Prins Hendrikplein te 's-Gravenhage, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 7579.C, Trillingmetingen aan woningen nabij de Parallelweg en nabij de Slachthuiskade te 's-Gravenhage, J.J.A. van Leeuwen.**

- **Van Dorsser rapport 6779.D, Trillingmetingen op het remiseterrein Harstenhoekstraat/Zwolsestraat te 's-Gravenhage, J.J.A. van Leeuwen.**
- **Van Dorsser rapport 901020.A, Geluid-, trilling-, impedantie- en ruweidsmetingen op de proefvakken aan de Provenierssingel te Rotterdam, J.J.A. van Leeuwen.**

- Bruggen en viaducten -

- Van Dorsser rapport 2907.A, Geluidmetingen trams op de Mathenesserbrug te Rotterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 4329.A, Geluidmetingen trams op de Mathenesserbrug te Rotterdam (II), S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 1126.A, Rapport betreffende de geluidproductie van een rijdende tram over de Rijnveldbrug te Delft, S. Riemens, Y.K. Wijnia.
- TPD rapport 623.016, Beknopt literatuuronderzoek geluidemissie van stalen spoorbruggen, W.A. Oosting.
- TPD rapport 823.125, Geluidemissie van stalen spoorbruggen. Rekenmodel voor geluidverminderende maatregelen, J.C. Tukker, J.W. Verheij.
- TPD rapport 507.275/2, Geluidhinder metro, R. Breeuwer, J.C. Tukker.
- Van Dorsser rapport 4330.A, Geluidmetingen aan diverse bovenbouwconstructie van trams in Rotterdam, S. Riemens, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- Van Dorsser rapport 1694.A, Resultaten geluidmetingen verricht aan voorbijrijdende trams van de HTM op de spoorbaanboog van het semi metroviaduct, Y.K. Wijnia, H. Spierenburg.
- TPD rapport 207.248, Geluid en trillingsmetingen metro, R. Breeuwer, J.C. Tukker.
- TPD rapport 407.222/2, Geluid en trillingsmetingen viaducten, R. Breeuwer, J.C. Tukker.
- TPD rapport 207.248/2, Geluidhinder metroviaduct, R. Breeuwer, J.C. Tukker.
- Van Dorsser rapport 5309.A, Geluidemissie nabij woningen langs twee metrotrajecten, Y.K. Wijnia, J.J.A. van Leeuwen.
- TPD rapport 507.003, Geluid en trillingonderzoek metro Spijkenisse, F.J.W. Biegstraten.
- Van Dorsser rapport 1237.A, Onderzoek naar het verband tussen geluiddruk-niveaus en trillingsniveaus aan plaatviaducten, S. Riemens, Y.K. Wijnia.
- TPD rapport 907.429, Geluidmetingen proefschermen metroviaduct, F.J.W. Biegstraten, J. van 't Hof, J.C. Tukker.
- GVBA notitie, Het geluid van trams in Amsterdam. Stand van zaken eind 1987, H. de Haan.
- RET notitie, Opmerkingen samenvattende studie tramlawaai, notitie nr 5, Geluidemissie van bruggen en viaducten, B.B. Kijlstra.
- Notitie van Openbare Werken Amsterdam, buro Geluidzaken, Geluidmetingen aan trampassages over de Bullebakbrug (nr 149), Marnixstraat/Brouwersgracht, R.C. Muchall.

Publikatie van:

Ministerie van Volkshuisvesting,
Ruimtelijke Ordening en Milieubeheer
Centrale Directie Voorlichting
en Externe Betrekkingen
Van Alkemadeaan 85
2597 AC 's-Gravenhage

VROM 92361/b/10-92
3016/063