

SVIB

VIBRATIONS

NYTT

Medlemsblad för Skandinaviska Vibrationsföreningen

Årg 24 Nr 1 Mars 2006



Shock Test Barge, developed by the Finnish Navy and VTT for heavy duty underwater shock field tests



SKANDINAVISKA VIBRATIONSFÖRENINGEN

Familjen *PULSE*

PULSE™, vårt bästsäljande Multianalys-system, är resultatet av mer än 60 års innovationer och erfarenheter. PULSE familjen kan tack vare valmöjligheterna med mjukvara och hårdvara anpassas till en mängd olika tillämpningar inom ljud och vibrationsanalys.

- Helt PC-baserad (dvs inga DSP-kort)
- Från små portabla system upp till hela nätverk
- Modulärt system från 0 upp till mer än 200 kanaler
- Batteridrivet och/eller nätdrivet
- Supporterar TEDS-givare (Transducer Electronic Data Sheet)
- Enastående dynamik tack vare 24-bitars A/D-omvandling
- Standard LAN-anslutning mellan dator och mätenhet, möjlighet till trådlös överföring
- Rapport i Word/Excel med aktiva diagram

För mer information titta in på www.bksv.se och www.bksv.com eller kontakta ditt lokala Brüel & Kjær kontor.



Huvudkontor: DK-2850 Nærum • Denmark
Telefon: +45 45 80 05 00 • Fax: +45 45 80 14 05
www.bksv.com • info@bksv.com

Brüel & Kjær Sverige • seinfo@bksv.com
Boråskontoret: Tel: 033-22 56 22 • Fax: 033-12 31 40
Huddinge-kontoret: Tel: 08-449 86 00 • Fax: 08-449 86 10

PULSE i olika former

Brüel & Kjær 

Ljud och vibrationer på Falster i Danmark



Jag har varit på vin-tersemester i Marie-lyst på Falster i södra Danmark. Vi hyrde ett så kallat poolhus en vecka. När jag gick i trädgården på kvällen slogs jag av att det var helt tyst. Jag visste inte att det kan vara så tyst i Danmark. Jag hörde

bara mig själv, med ett svagt sus i öronen. Det var helt vindstilla. Havet var också tyst. Det var stjärnklart och månen sken över omgivningen. Inga fordon eller fläktar hördes. Vilken underbar känsla! Jag kände inga vibrationer heller. Jag tycker om att fundera över ljud och vibrationer. När det blir knäpptyst kan jag ändå höra ljud som skapas av hörselsinnet. Kanske är det en lindrig form av tinnitus. När det blir vibrationsfritt känner jag ingenting. Tur är det. Finns det någon analogi till tinnitus för vibrationskän-selsinnet? Någon gång har jag kanske känt hur det gungar under fötterna. Kanske kan den frågan besvaras på BNAM-Vibration Day 9 – 11 november i Göteborg i höst. Johan Granlund och SVIBs arbetsutskott 4 planerar en heldags-session med flera experter om vibrationers inverkan på människor, bland annat spädbarn. Hur reagerar djur för färdvibrationer vid transporter?

På tal om djur – mina två hundar var med till Danmark. För att få ta med dem tillbaka till Sverige måste deras Eu-pass kompletteras med veterinärintyg om avmaskning. Jag frågade i informationscentret i Marielyst: Var jag kan finna en veterinär? Damen bakom disken förstod mig inte och jag försökte med min bästa danska: Hvor kan jag finne en dyrlæge? Hon förstod fortfarande inte vilket jag inte väntat. Tillslut förbarmade sig en äldre kollega till henne som var mer van vid svenscars uttal och jag fick mina uppgifter. Jag måste bli bättre på danska och även på norska. Inge-mansson har ju ett kontor i



Innehåll:

- Ljud och vibrationer på Falster
i Danmark - 1
Martin Almgren, Ordförande, SVIB
- Skadeorsakande resonanser i betongbjälk-
lag- Om Donald Jonsons och
Eiolf Bjelkströms inlagor - 6
Ingvar Bogdanoff
- From whole body vibration measurements
to autonomous monitoring - 11
Ykä Marjanen
- Active and semi-active vibration
control - 12
Ykä Marjanen
- Control Algorithm For Sine Excitation
On Nonlinear Systems - 14
*Andreas Josefsson, Martin Magnevall
Kjell Ahlin*
- Dynamik testing and modeling
of wire rope isolator - 27
*Jarkko Keinänen, Markku Juntunen,
Kalle Vehviläinen*
- ÅF förvärvar
Ingemansson Technology AB - 34
- Kurser, Konferenser och Läsvärt - 36
- SVIB, protokoll från årsmötet - 49

SVIB styrelse

Ordförande

Martin Almgren, tekn dr
Ingemansson Technology AB
+46 (0)31 774 74 54

Vice ordförande

Ole Døssing, civ ing
Rovsing Dynamics A/S
+45 46 90 72 35

Sekreterare

Alf Olsson, ing
SVIB Normtjänst AB
+46 (0)70 717 29 15, SEK +46 (0)8 444 14 10

Övriga ledamöter

Thomas Abrahamsson, prof
Chalmers Tekniska Högskola
+46 (0)31 772 15 06

Haakon Heyerdahl, civ ing
Norges Geotekniske Institutt
+47 22 02 30 63

Ylva Vidhög, civ ing
Forsmarks Kraftgrupp
+46 (0)173 821 30

Arbetsutskott

AU 1 & 2 Vibrationsmätning och -analys samt fordons- och maskinvibrationer

Kjell Ahlin, prof
Blekinge Tekniska Högskola
+46 (0)70 857 50 94

AU 3 Trafik-, mark- och Byggnadsvibrationer

Tomas Odebrant, civ ing
Ingemansson Technology AB
+46 31 774 74 37

AU 4 Vibrationers inverkan på människan

Johan Granlund, civ ing
Vägverket Konsult
+46 243 753 88

AU 5 Forskning och utbildning inom vibrationsområdet

Thomas Abrahamsson, prof
Chalmers Tekniska Högskola
+46 (0)31 772 15 06

SVIB NORMTJÄNST AB

Box 1288, 164 29 KISTA

Alf Olsson

Postgiro

Bankgiro

+4670 71729 15

405 36 55-9

59 57-5076

Kansli och redaktion:

SVIB

Box 1288, 164 29 KISTA

Telefon

0533-683590

Telefax

0533-681602

E-post

svib.ntab@swipnet.se

Hemsida

www.svib.se

Ansvarig utgivare:

Alf Olsson

e-post: olsson@sekom.se

Annonskostnad (exkl moms)

Mittuppslag

22 500:- /4 nr

Dubbeluppslag

20 000:- "

1 baksida + 3 helsidor

15 000:- "

Hel insida

11 250:- "

Halvsida

6 250:- "

Medlemsavgift

500:- / år

Köpenhamn och ett i Oslo (Brekke & Strand). Vi har diskuterat integration och jag tror att det underlättas av om vi, eller åtminstone jag, kan språket bättre.

Hundar har normalt mycket bra hörsel. Vår äldre hund Siri är dock nästan döv. Hon hör bara mycket starka ljud och har inget sinne för varifrån ljudet kommer. Jag tror att hon har hört dåligt sedan hon var liten. Hon kommer inte när jag ropar. Jag får ropa på den yngre hunden, Ofelia, istället. Siri är mycket rädd för fyrverkeri. Jag tror det hänger ihop med den dåliga hörseln. När jag slänger ut små köttbullsbitar på gräsmattan efter avslutad promenad hör Ofelia direkt var de landar. Siri måste nosa runt och utnyttja doften av köttbulle. Förutom synen och luktsinnet utnyttjar hon sin vibrationskänslighet. Om jag kommer gående mot henne på ett eftergivligt golv, kan hon känna att någon närmar sig.

På BNAM-Vibration Day 9 – 10 november 2006 kommer det att vara fler vibrationssessioner. Vi planerar att få tillstånd en session om tillståndsovervakning, condition monitoring. Arbetsutskott 3 planerar också en session om vibrationer i mark och byggnad. Jag hoppas att vi syns och hörs där.

Martin Almgren

Ordförande Skandinaviska Vibrationsföreningen SVIB

e-post: martin.almgren@ingemansson.se

P.S. CANCELLED

Nordic Vibration Research 2006 has due to poor response, less than 10 applicants, been cancelled. SVIB AU 5 is never the less expected to make another effort.

Allt inom Givare från Dytran för Acceleration, Tryck & Kraft



Kraftgivare

- Område: 0 - 11 kN
- Känslighet:
0.1– 110 mV/N

Accelerometrar

- Industrigivare
- Lab-givare
- Miniatur
- Tri-axiella
- Hög Temperatur
- Shock
- Airborne

Tryckgivare

- Område: 0 - 1000 bar
- Känslighet:
0.05 - 140 mV/bar
0.05 pC/bar

Impulshammare

Tillbehör

- Kablar, adaptrar

Signalkonditionering

- Power Supplies
- Laddningsförstärkare



Acoutronic AB

Box 1180
SE-181 23 LIDINGÖ

Stockholm: Tel: 08-765 02 80

acoutronic@acoutronic.se
<http://www.acoutronic.se>

Göteborg: Tel: 031-744 34 50

Skadeorsakande resonanser i betongbjälklag- Om Donald Jonsons och Eiolf Bjelkströms inlagor

Av Ingvar Bogdanoff WSP Samhällsbyggnad avd Geo i Göteborg.

Donald Jonson och Eiolf Bjelkström har till SVIB riktad kritik för att jag fick utrymme med föredrag och sedan textreferat i SVIB. Tonläget är nervöst med ord som "djupt beklagligt". Vad har utlöst denna nervositet? Mitt föredrag gick ut på att visa på ett vibrationsfenomen som veterligen inte hade publicerats tidigare, nämligen kraftig resonans i tunga bjälklag med upplag på lättbetongväggar, från markvibrationer och i synnerhet från luftstöt-vågor från sprängsalvor. Forumet för detta var symposiet: "Temadag – Byggnadsvibrationer. Vibrationer från sprängning och annan bygghverksamhet. Mät och analysteknik." Var det fel forum? Jag framhöll att detta fenomen inte kan beaktas med svensk standard för sprängningsvibrationer. Jag riktade även annan kritik mot innehållet i svensk standard.

Både Donald och Eiolf missade att jag skrev att den omtalade mätningen gjordes i ett skede då skadorna redan hade uppstått. Avsikten med mätningen var att undersöka om resonans uppstod och i vilken omfattning. Detta borde åtminstone Eiolf känna till eftersom han utförde mätningen på min beställning med anledning av de kommande rättsprocesserna. Vilka nivåer som gällde för tiden för skador har inte kunnat visas. Eiolf menar att bidraget är partsinlaga. Det är det inte. Jag redovisar vad som händer i ett hus med ett tungt betongbjälklag när det utsätts för vibrationer och luftstöt-vågor från tunga sprängsalvor. Att domstol inte dömer till skadestånd är ju en helt annan sak. Det tar ju inte bort dom tek-

niska aspekterna som kan få väsentlig betydelse för andra skadefall.

Jag fick frågor under föredraget från kvalificerade tekniker, om jag var säker på att resonanserna berodde på luftstöt-vågor. Efteråt har även Donald redovisat liknande mätresultat. *SVIB Nytt nr 3, 2005*. Förhållandet får nu anses välkänt och härmed accepterat och vi finner vi oss nu ett steg längre i denna del av ämnet.

Donald redogjorde för ett annat ganska okänt förhållande nämligen att man vid långa avstånd möjligen inte haft på mätinstrumenten när luftstöt-vågen når huset– eftersom mättiden varit för kort. En intressant aspekt för dom som granskar mätvärden och utför skadeutredningar. Och kanske även för tidigare skadefall som dragits inför domstol. Eiolf menar att man tar hänsyn till resonanser i standarden. Men hur kan man göra det om man inte ens mätt under hela tiden för förloppet med luftstöt-vågor.

Jag kritiserade svensk standard och i synnerhet dess grundvärden 70; 35 och 18 mm/s som har grova fel avseende tillämpningen av teori vid grundläggning på jordar. Jag ska i det följande förtydliga mig eftersom bakgrunden är viktig att känna till vid framtida diskussioner.

Grundvärdena ovan tillkom ur den sk skjuvningsteorin som innebar att skaderisken är proportionell mot markvägens utbredningshastighet. Teorin har ansetts gälla för en plan

våg som passerar under huset. Antagandet om plana vågor i mark vid sprängning har dock i andra sammanhang kritiserats under senare år, av internationella forskare. Det har definitivt visats att teorin inte stämmer för sprängning vid mycket korta avstånd. Men bakgrunden till de svenska värdena antas gälla alltså eftersom inget nytt har tillkommit här hemma.

Skjuvningsteorin är grundläggande för okorrigerade värden i svensk standard. Grunden är att en byggnad utsätts för skjuvning (g) när en skjuvvåg passerar under byggnaden enligt:

$$g = v / c \quad (1)$$

Där v är svängningshastighetens toppvärde och c är utbredningshastigheten för markvåggen.

Teorin med skjuvningsvinkel utgjorde grunden i riskanalyser, skadeutredningar, utbildning och handböcker t.ex. *Langefors 1955, 1963, Rune Gustafsson 1979*, från mitten på 60-talet till slutet på 80-talet. Teorin tillämpas även i sen sprängningsteknisk litteratur. Innehållet i tabell 1 är t.ex hämtad ur *Modern sprängningsteknik, Stig Olofsson 1999*.

Byggnadens grundläggning	Berg	Morän, skiffer, lös kalksten	Sand, grus, lera under grundvatten
Svängningshastighet v_0 (mm/s)	70	35	18
Utbredningshastighet C_p (m/s)	4500-6000	2000-3000	1000-1500

Tabell 1. Samband mellan svängningshastighet v_0 och utbredningshastighet C_p som är tryckvågens hastighet. Tryckvåg är synonymt med kompressionsvåg eller ljudhastighet i materialet.

I tabell 1 är kvoten 70/5000 uppbyggd genom studier där man sprängt på korta avstånd till byggnader tills dessa fått skador. Värdet 70 mm/s gäller som ett relativt säkert värde vid närsprängningar. Motsvarande undersökningar för jordar har aldrig utförts. Värdena 35 och 18 mm/s i tabellen är extrapolerade. Notera den exakta proportionaliteten mellan olika grundläggningsförhållanden och svängningshastigheter i tabellen. Skaderisken g blir samma för alla tre fallen berg, morän och lera eller sand under grundvattenytan.

När tabellen övertogs för försiktig sprängning i full skala i slutet på -60 talet och i början på 70-talet utgick man från att kompressionsvågens hastighet var 1000 - 1500 m/s för lera eller lös sand och att den var den skadebärande vågen. Se tabell 1. Men i lösa jordar

dominerar skjuv-, och ytvågor helt över kompressionsvågen som energibärare. De är dessa vågor som registreras som dominerande vid vibrationsmätningar och som redovisas i vibrationsprotokoll. Utbredningshastigheten i lera är ofta så låg som ca 70 - 100 m/s och kan i organiska jordar vara ännu lägre. Förklaringen till de stora skillnaderna i utbredningshastighet är att kompressionsvågens hastighet i jord under grundvattenyta bestäms av vattnets ljudvågshastighet 1450 m/s. Vatten kan emellertid inte överföra skjuvspänningar. Dessa överförs av skjuv-, och ytvågor som fortplantas genom kornskelettet i jorden. Det är grundläggande geodynamik.

Gäller teorin för skjuvningsvinkel skulle skaderisken för byggnader på lösa jordar vara en storleksfaktor åtminstone $1000/100 = 10$ ggr lägre än 18 mm/s. Det är här helt nödvändigt att inse att skaderisken enligt skjuvningsteorin saknar fysisk koppling till utbredningshastigheterna för kompressionsvågor i tabell 1. Att svensk standard utgår från



INGEMANSSON

Ingemansson now markets, sells and supports Müller-BBM VibroAkustik Systeme products.



As representatives for PAK Müller-BBM VibroAkustik Systeme, Ingemansson now offers a new generation of high performance test and analysis systems for acoustics and vibrations. PAK combines state-of-the-art technology with a user-friendly interface in Windows. It is an all-round, use-anywhere tool that delivers cost effectiveness for any measuring situation.

As a leading expertise in sound and vibration we at Ingemansson not only use PAK software and hardware ourselves, we also provide first class, hands-on support and training on how to use these tools efficiently in real life tasks.

We will be happy to give you full details off the PAK system, so, don't hesitate to contact us at any convenient time.

PAK[®]

MÜLLER-BBM

www.MuellerBBM-vas.com

**Leading expertise
Sound and Vibration**

Ingemansson Technology AB

Tel. Gothenburg + 46 (0)31 774 74 00

Tel. Stockholm +46 (0)8 709 20 00

E-mail: pak@ingemansson.se

www.ingemansson.com

kompressionsvågorna framgår solklart av standarden.

I morän är yt- och skjuvvågors hastighet typiskt omkring 300 – 600 m/s. Även vid grundläggning på morän underskattar grundvärdet ($v_0 = 35$ mm/s) i standarden kraftigt risken för skador genom skjuvning enligt formel 1 som bildar grundvärdet (okorrigerad svängningshastighet) för morän i svensk standard.

Ulf Langefors själv var väl medveten om att den största skjuvningen inträffar för långsamma ytvågor. Han uttryckte det också mycket tydligt i sina publikationer. Jag vill just nu inte närmare redogöra för bakgrunden till förväxlingen av de olika vågtyperna. Jag hann dock diskutera den med Björn Khilström, medförfattare till Langefors, medan han fortfarande var i sina krafts dagar.

Om man inte tror på plana vågor i närområdet utan tror att plana vågor trivs bäst i ett endimensionellt medium, ligger det även nära till hands att ompröva tesen om skjuvningsteorin gäller ens för korta avstånd. Langefors gjorde även skillnad på skjuvning och deformationer från kompression. Den senare inträffar som bekant från kompressionsvågor. Och dessa kan dominera eller ha samma storleksordning som skjuvvågor vid korta avstånd på berg. Skadorna vid undersökningar på korta avstånd ger som sådana ingen information om vilka förlopp som utlöser skadan. Det finns dessutom flera andra skadeförlopp men som inte kan beskrivas på ett lika enkelt sätt.

Som en intressant passus kan nämnas att teorin enligt formel 1 även 1979 lanserades av svenska forskare för att beräkna sprickbildning i berg intill sprängladdningar. Denna teori lanserades kraftigt nationellt och internationellt fram till ca 1996 då den visades vara felaktig. Blair 1966. Idag anses teorin vara helt död och vidare att den aldrig borde ha lanserats. Även här var extrapolering or-

saken till att man tappade kontrollen. Enligt extrapolering skulle skador i berget inträffa vid 0,7-1 m/s. I verkligheten inträffar dessa vid 2-2,5 m/s. Bogdanoff 2001. Att jag nämner det här beror på att jag vill visa ett exempel på hur lätt en teori får fotfäste om det kommer från etablerade företag och institutioner.

Det är tyvärr så att man i svensk standard i ämnet korrigerar redan felaktiga eller osäkra ingångsvärden med konstanter som saknar elementär dokumentation och som inte baseras på utförda undersökningar. Upphovsmän till standarden kan säkert redogöra för exempelvis bakgrunden till avståndskorrekationer. Hur kom dom till och varför valdes just denna, före andra modeller?

Det faller också på sin orimlighet att standarden kan förutse resonanser som är 10 ggr högre än ingångsvärdet i grunden. Specialister som jag mött i segslitna skadeutredningar har hävdad att resonanser inte kan inträffa från sprängning. I denna debatt är det nu vardagsmat. I vilken grad kan standarden ta hänsyn till resonanser från sprängningar. Blir förstärkningen 1, 2; 5 eller 10ggr? Och vidare en följd tanke. Om inte resonans inträffar är det beräknade tillåtna värdet 10 ggr för högt? Eiolf hänvisar till bilaga till standarden. Men i standarden finns ingen hänvisning till bilaga.

Problemen med skador på långa avstånd från tunga sprängsalvor är komplext och skadeorsakerna är i allmänhet mycket dåligt kända. Det är svårt att utföra systematiska undersökningar. En svårighet är t.ex att selektera ut ett hus för en undersökning av skada vs vibrationsnivå. Men även om man undersöker ett hus och det klarar sig från skador - så kan ju ett annat hus få skador! Standardens krav om besiktning av hus inom 50 – 100 m oavsett om laddningen är 0,5 eller 100 kg/språnghål gör att man ofta inte besiktigar hus på långa avstånd. Det vanligaste fallet vid tvister som rör vibrationsskador på byggnader är att man

saknar besiktning innan sprängning. Man vet inte vilka skador som fanns och vilka som har tillkommit. Skador inträffar på hus på betydligt längre avstånd än standardens riskområde. Och vid betydligt lägre vibrationsnivåer än som beräknas med standarden.

Donald påpekar om mångfalden vibrationsmätningar. Jag är väl medveten om att det finns otaliga vibrationsmätningar. Argumentet var populärt redan för 30 år sen då jag slutade på Nitro och långt innan Donald började göra nytta i samma företag. Under mina 35 år med denna teknik har jag själv också hunnit mäta och analysera en hel del markvibrationer och gör det alltjämt i mitt dagliga arbete. Men så länge mätningarna inte sammanställs till kvalificerat undersökningsmaterial utan ligger i jättelika oformliga massor i arkiven saknar de tyvärr värde för att bilda bedömningsunderlag eller statistik.

Utom för enstaka fall vid närsprängning kan ingen, med eller utan svensk standard, förutsäga skadenivån från markvibrationer. Använd gärna standarden för att bilda avtal mellan byggherre och entreprenör vid närsprängning och mellanlånga avstånd. Men vid många fall kan skaderisken underskattas kraftigt med standarden. Katalogen för dessa kan göras ganska lång.

Svensk Standard i ämnet har ofta fått en olustig användning som sanning och skadefacit mot husägare som råkat i tvist med ägare till sprängningsarbeten. Det är lite med denna bakgrund som jag tagit upp delar av standardens uppbyggnad.

Referenser

Blair D et al. On the damage zone surrounding a single blasthole. FRAGBLAST -5 Montreal 25-29 august 1996. Page 123-130.

Bogdanoff I m.fl. *Lättbetonghus utsatt för vibrationer från sprängning. Statens råd för byggnadsforskning, BFR-rapport nr R*

42:1975.

Bogdanoff I. *Bergschaktning nära byggnader - Vibrationsmätningar. Bergsprängningsdagen 1986.*

Bogdanoff I. *Vibrationsnivå intill sprängämnen vid tunneldrivning. Temadag-, mark och byggnadsvibrationer, SVIB 2000.*

Gustavsson R. *Bergsprängningsboken 1979*

Langefors U. *The Modern Technique of Rock Blasting, 1963*

Langefors U. *Skadeverkan av markskakningar vid sprängning. Tekniska Meddelanden nr 5, Nitroglycerin Aktiebolaget, 1955*

Olofsson S. *Modern bergsprängningsteknik, 1999.*

SILENCE PLEASE®



RockDelta® Vibration Isolation

The RockDelta® Vibration Isolation programme effectively solves problems from rail traffic such as tramways, subways, metros, light rail systems and main lines.

The RockDelta® Vibration Isolation programme includes among others:

- RockBallast® - a sub-ballast mat solution designed for railway tracks
- RockXolid® - a mass-spring solution for floating slab tracks

The RockDelta® Vibration Isolation products have all been tested at well reputed test institutes in Scandinavia as well as in Europe.

All RockDelta® Vibration Isolation products are stone wool based and manufactured at Rockwool factories to the highest technical as well as environmental standards.



RockDelta a/s

Hovedgaden 584
DK-2640 Hedehusene
Denmark
Tel +45 46 56 50 20
Fax +45 46 56 50 80
sales@rockdelta.dk
www.rockdelta.com

RockDelta
– the Solution Provider

ROCK

DELTA®

From whole body vibration measurements to autonomous monitoring

By Ykä Marjanen, yka.marjanen@vtt.fi, www.vtt.fi

There are several reasons why we still need to measure vibration exposure. One of them is the fact that vibration most likely causes health problems (e.g. low back pain) and it definitely causes comfort issues. Although vibration exposure to humans has been researched for half a century, we still need to improve our knowledge of the effects of vibration. The new European legislation is another reason why knowing and measuring vibration levels are important. The physical agents directive (vibration), known as PAD, states that a worker cannot be exposed to harmful level of vibration. This means that employers around Europe have to at least evaluate and possibly measure vibration levels in workplaces. The vibration exposure levels of PAD are not to be exceeded in any given work day.

The problem arises when an employer uses previous results of short-term measurements to conclude if vibration levels are potentially dangerous. When comparing short-term measurements of different work environment the values can significantly differ from the specific environment the evaluation is made to. There are so many variables that affect the exposure level, for example the work machine type, driver, speed, condition of road surface and seat, tires, weather, etc, that it is not possible to directly relate the results from different work environment to another. A wrong conclusion can be easily made from previous results, if they are not used with care.

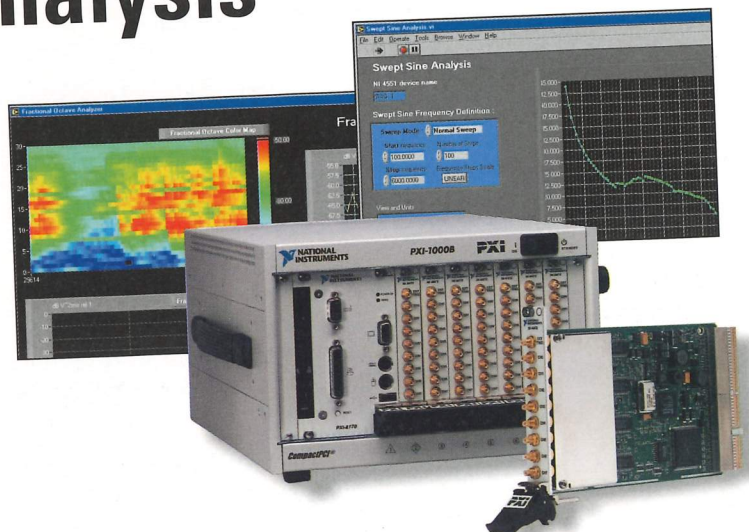
Another possibility is to measure each environment and machine that the employer uses. This way the results will correlate better and

the conclusions can be made more accurately. The problem with conducting whole body vibration measurements with current technology and techniques is that it is relatively expensive for the employer. The measurements need equipment that costs thousands of Euros and expertise to analyse the results. This is beyond the grasp of many small employers. The problem also comes if a new machine or work environment is introduced. Do we need to make another measurement? Probably yes.

To find a more optimal and cheaper solution for employers and researchers we need to develop technology and techniques that support autonomous monitoring of vibration exposure. This way the employer could find out the exposure levels when needed and without need of outside expertise. Also the data could then be linked to a specific person and enable a possibility to save a personal vibration exposure history of all workers. This would also give the possibility to respond to problems faster and prevent the progress of back pain and the same comply with PAD instructions.

The research at VTT in Sensor Based Control Systems team is focussed on developing technology and techniques for monitoring vibration exposure automatically and continuously. The developed electronic platform is designed to be cheap (less than 100•) and powerful enough to do full analysis of the vibration levels. The team is focussed also to research vibration exposure and comfort issues.

Sound and Vibrations Analysis



With LabVIEW™ and PXI

Perform FFT, octave, THD, SINAD, level analysis, and more with LabVIEW and the new NI 4472 dynamic signal acquisition module. The NI 4472 features:

- 120 dB dynamic range (24 bit)
- Eight analog inputs
- 45 kHz bandwidth
- Multiple module expansion and synchronization

[ni.com/
soundandvibration](http://ni.com/soundandvibration)

Get more information
at [www.ni.com/
soundandvibration](http://www.ni.com/soundandvibration)



Sweden: +46 8 587 895 00
ni.sweden@ni.com

Norway: +47 66 90 76 60
ni.norway@ni.com

© 2004 National Instruments Corporation. All rights reserved. Product and company names listed are trademarks or trade names of their respective companies.

Active and semi-active vibration control

Ykä Marjanen, yka.marjanen@vtt.fi, www.vtt.fi

Vibration levels of modern mobile work machines are still high enough to be potentially dangerous for operator's health and comfort. This is a reason why we need to introduce some sort of vibration control to the machines. The vibration control, or in many cases vibration damping, is generally done with example a suspended seat. Combining the damping properties of tires and the seat we can get fairly effective reduction of higher frequencies, which can be enough for many applications. The problem arises when the goal is to reduce whole body vibration effectively. The reason is that the most harmful vibrations to a human reside in low frequency area (less than 20 Hz). Passive damping loses its effectiveness when we try to reduce more and more lower frequencies, as the increase of resonance frequency's amplitude cannot be surpassed.

Addition to passive method there are two other types of methods to control vibration: 1) semi-active and 2) active method. The difference between passive and semi-active method is that semi-active method allows the possibility to control the dynamic properties of the components, thus allowing adaptability. Active method is the only one of the three that introduces outside energy to the controlled system. This gives the possibility for more optimal vibration control without resonance behaviour, but at the same time it is the most challenging of the three to get to work in practice.

When designing a vibration control system based on either semi-active or active control method, one needs to be concerned with many areas of technology. Designing a control system is truly multidisciplinary field, as it involves electronics, software development, mechanical components and sensors. This is one of the reasons why developing vibration control system for practical use is challenging. Normally there are several tasks involved from initial decision to design a semi-active or active vibration control system to manufacturing one. Here is an example of a typical process of designing a new vibration control system:

1. Initial measurements and analyses
2. Requirements for the control system
3. Selection of the vibration control method
4. Designing the structure and selection of components
5. Testing the algorithm in laboratory
6. Prototype testing in laboratory and in field
7. Measurements and analyses
8. Final analyses and product finalizing

The research at VTT in Sensor Based Control Systems team is focussed on semi-active and active vibration control systems for mobile work machinery. The team has worked closely for the last 10 years with several Finnish manufacturers to develop practical vibration control systems.

Control Algorithm For Sine Excitation On Nonlinear Systems

Andreas Josefsson

Martin Magnevall

Kjell Ahlin

Department of Mechanical Engineering, Blekinge Institute of Technology

SE-371 79 Karlskrona, Sweden

NOMENCLATURE

- A Estimate of Jacobian
- f Frequency, [Hz]
- F_M Measured Force Vector with sine and cosine components for each harmonic
- F_V Difference between measured and desired Force vector
- J Jacobian including partial derivatives
- k Number of harmonics to be controlled
- n Iteration counter
- r_n Sine and cosine components in response (force) signal
- t Time, [sec]
- v_n Sine and cosine components in input (voltage) signal
- V_N Input voltage vector with sine and cosine components for each harmonic

ABSTRACT

When using electrodynamic vibration excitors to excite structures, the actual force applied to the structure under test is the reaction force between the exciter and the structure. The magnitude and phase of the reaction force is dependent upon the characteristics of the structure and exciter. Therefore the quality of the reaction force i.e. the force applied on the structure depends on the relationship between the exciter and structure under test.

Looking at the signal from the force transducer when exciting a structure with a sine wave, the signal will appear harmonically distorted within the regions of the resonance frequencies. This phenomenon is easily observed when performing tests on lightly damped structures. The harmonic distortion is a result of nonlinearities produced by the shaker when undergoing large amplitude vibrations, at resonances.

When dealing with non-linear structures, it is of great importance to be able to keep a constant force level as well as a non-distorted sine wave in order to get reliable results within the regions of the resonance frequencies. This paper presents theoretical methods that can be used to create a non-distorted sinusoidal excitation signal with constant force level.

1. INTRODUCTION

When performing measurements on nonlinear structures a stepped-sine excitation is a favorable method. Unlike random noise signals, a sine-excitation can be controlled to desired force amplitude as well as providing a better physical understanding of the actual problem.

Most of the theory developed for nonlinear systems [1] relies on the fact that the structure under test is excited with a pure sine wave. However, if the structure has a strong nonlinear behavior, the response signal will contain higher harmonics or sub-harmonics. This will also give distortion in the force signal since the force applied is the reaction force between the exciter and the structure.

This problem will be further amplified since the shaker in itself shows a nonlinear behavior at larger displacements. This is due to the fact that the coil is moving in the nonlinear parts of the magnetic field. Distortion in the force signal can therefore be observed even when exciting linear systems, particularly weakly damped structures with large vibrations at resonance frequencies.

A principal simulation model used when developing the control algorithm is shown in Figure 1.1. A pure sine signal is shown as a voltage signal through a nonlinear system and gives a distorted signal with higher harmonics as output. The system consists of an unknown nonlinear relationship depending on the shaker, the interaction between the shaker and the structure and the nonlinearity in the structure. Results from simulations with different types of nonlinearity for system in Figure 1.1 will be shown in chapter 5, where the black box is described as a lumped mass-model with added non-linear elements.

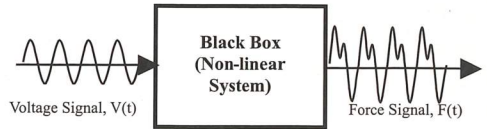


Figure 1.1. A black box used in simulations. A harmonic voltage signal gives a distorted force signal containing higher harmonics from an unknown non-linear system.

2. DEVELOPMENT OF A CONTROL ALGORITHM

The essential concept used, based on methods developed by Bucher, Ewins et al [1,2,3], is to send a voltage signal including higher harmonics or sub-harmonics into the system. The phase and amplitude of the added signal content should be designed to decrease the distortion in the force signal. However, there is an unknown and nonlinear relationship between the input signal and the output force signal. Therefore an iterative procedure is required to find the correct voltage signal. This chapter describes the development of this procedure.

A general expression for the actual force measured can be written as a sum of sine and cosine components including k number of harmonics i.e.

(2.1)

$$F(t) = \sum_{n=1}^k (r_{2n-1} \cdot \sin(2\pi \cdot n \cdot f \cdot t) + r_{2n} \cdot \cos(2\pi \cdot n \cdot f \cdot t))$$

where f is the fundamental harmonic. For each harmonic there is a sine and cosine component to describe the actual amplitude and phase.

Alternatively, equation (2.1) can be written in matrix form for each time sample as:

(2.2)

$$\begin{bmatrix} \sin(2\pi \cdot f \cdot t_0) & \cos(2\pi \cdot f \cdot t_0) & \dots & \cos(2\pi \cdot k \cdot f \cdot t_0) \\ \sin(2\pi \cdot f \cdot t_1) & \cos(2\pi \cdot f \cdot t_1) & \dots & \cos(2\pi \cdot k \cdot f \cdot t_1) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sin(2\pi \cdot f \cdot t_r) & \cos(2\pi \cdot f \cdot t_r) & \dots & \cos(2\pi \cdot k \cdot f \cdot t_r) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ \vdots \\ r_{2k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t_0) \\ F(t_1) \\ \vdots \\ F(t_r) \end{bmatrix}$$

From equation (2.2) it is clear that the force vector $\{r_1 \ r_2 \ r_3 \ \dots \ r_{2k}\}$ can be determined with a least-square-estimate using measurement data from time t_0 to t_r .

The actual amplitude and phase at the fundamental harmonic can be calculated as

$$Z_0 = \sqrt{r_1^2 + r_2^2} \quad (2.3)$$

$$\psi_0 = \tan^{-1}(r_2 / r_1) \quad (2.4)$$

Using (4.3) and (4.4) we can define

$$\{F_M\} = \{Z_0, \psi_0, r_3, r_4, \dots, r_{2k}\} \quad (2.5)$$

$$\{F_D\} = \{Z_d, \psi_d, 0, 0, 0, \dots\} \quad (2.6)$$

Thus, $\{F_M\}$ is the force vector we actually measure, and $\{F_D\}$ is the desired force vector when tuning is completed.

Similarly as in equation (2.1), the voltage signal with added higher harmonics can be defined as

(2.7)

$$V(t) = \sum_{n=1}^k (v_{2n-1} \cdot \sin(2\pi \cdot n \cdot f \cdot t) + v_{2n} \cdot \cos(2\pi \cdot n \cdot f \cdot t))$$

$$\{V_N\} = \{v_1, v_2, v_2, \dots, v_{2k}\} \quad (2.8)$$

$\{V_N\}$ is vector containing all sine and cosine coefficients for the voltage signal. Here it is assumed that the voltage signal should initially contain the same harmonic components as observed in the force signal. Consequently, if we want to control k number of harmonics (including the fundamental), there are $2k$ numbers of unknowns.

The required voltage signal cannot be identified by simply studying the force signal since there is an unknown non-linear relationship between $\{V_N\}$ and $\{F_M\}$.

Instead the problem is dealt with as a system of non-linear equations. Solving this type of problems can presents some major difficulties. Normally there are several roots and the selected algorithm can be unable to find a solution if the initial guess is too far away.

The method selected in this work is based on a multidimensional Newton-Raphson scheme [4, 5]. Unlike more general optimization routines tested, such as Powell and Nelder-Mead, this method has quadratic convergence. Unfortunately the method requires the derivatives to actually be calculated which can present some difficulties when dealing with measurement data.

The Newton-Raphson method also has relatively large sensitivity against starting values. However, this may not become a large problem in real measurements. Since the force signal is most distorted at resonances, it is possible to start in an area where the number of harmonics are low and then slowly step towards the resonance. During the frequency sweep the previous set of input voltage, which gave a non-distorted force signal, is always used as initial guess.

Next, the Newton-Raphson procedure and its application to our problem are described. A general $n \times n$ nonlinear problem can be

formulated as

$$\begin{Bmatrix} g_1(x_1, x_2, \dots, x_N) \\ g_2(x_1, x_2, \dots, x_N) \\ \vdots \\ g_N(x_1, x_2, \dots, x_N) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.9)$$

where $\{g_1, g_2, \dots, g_N\}$ are the functions to minimize. For our case the functions will be the difference between measured force vector and desired force vector. In vector form this can be written as

$$\{F_V\} = \{F_M\} - \{F_D\} \quad (2.10)$$

Each of the functions in (2.10) are then assumed to be dependent on the input voltage vector described in Equation (4.8) so that

$$\{F_V(v_1, v_2, \dots, v_N)\} = \{0\} \quad (2.11)$$

Once an initial guess is provided on $\{V_N\}^n$

we would now like to determine $\{V_N\}^{n+1}$ so that it is a step towards the right solution i.e.

$$\{F_V\}^{n+1} < \{F_V\}^n \quad (2.12)$$

I must calculate the partial derivatives between $\{F_V\}$ and $\{V_N\}$.

(2.13)

$$\begin{Bmatrix} \Delta F_V^1 \\ \Delta F_V^2 \\ \Delta F_V^3 \\ \Delta F_V^4 \\ \vdots \\ \Delta F_V^{2k} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} j_{11} & j_{12} & j_{13} & j_{14} & \cdot & j_{1(2k)} \\ j_{21} & j_{22} & j_{23} & j_{24} & \cdot & j_{2(2k)} \\ j_{31} & j_{32} & j_{33} & j_{34} & \cdot & j_{3(2k)} \\ j_{41} & j_{42} & j_{43} & j_{44} & \cdot & j_{4(2k)} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & j_{5(2k)} \\ j_{(2k)1} & j_{(2k)2} & j_{(2k)4} & j_{(2k)4} & \cdot & j_{6(2k)} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta v_1 \\ \Delta v_2 \\ \Delta v_3 \\ \Delta v_4 \\ \cdot \\ \Delta v_{2k} \end{Bmatrix}$$

Equation (2.13) is actually a linearization and since we have a nonlinear problem this will only be valid for small Δ . It is therefore essential that the initial guess on $\{V_N\}$ is sufficiently close to the root. Furthermore, the functions must be relatively smooth without large discontinuities.

All j_{nm} components in Equation (2.13) are a shorter notation for the actual partial derivative and the complete matrix is defined as the systems jacobian, i.e

$$[J_{nm}] = \frac{\partial F_V^n}{\partial v_m} \quad (2.14)$$

The partial derivatives can be determined with a finite difference approach so that

(2.15)

$$[J_{nm}] = \frac{1}{2h} \cdot (\Delta F_V^n(v_m + h) - \Delta F_V^n(v_m - h))$$

where h is the step length used to estimate the derivative.

By using an appropriate value for h and change the m :th value in the voltage vector, we can observe all the differences between the measured force vector and the desired force vector. As a result, the complete m :th

column in $[J]$ can be determined from two function evaluations i.e measurements. If k numbers of harmonics are controlled we have $2k$ unknown and thus $4k$ number of measurements are required to determine the complete Jacobian.

From Equation (2.13) a new guess on the input voltage vector can be formulated as

$$\{V_N\}^{n+1} = \{V_N\}^n - [J]^{-1} \cdot \{F_V\} \quad (2.16)$$

If the initial $\{V_N\}$ was sufficiently close to the root, $\{V_N\}^{n+1}$ should be one step closer to the correct solution. From here a new jacobian can be calculated and a new step is taken. Rather than attempting to find the exact solution, the quantity

$$F_{crit} = \sum_{n=1}^{2k} \{F_V\}^n \quad (2.17)$$

is calculated and a global criteria on F_{crit} is used for when the new solution should be accepted.

Once (2.17) is fulfilled the force signal is said to be close to a non-distorted sine. The response at selected points on the structure can therefore be saved for FRF-calculation. Then the desired fundamental frequency on the force signal, Equation (2.1), can be incremented and the previous $\{V_N\}$ is used as

initial guess. If new harmonic components

become relevant in the force signal they are added to the controlled set of frequencies and new iterations are performed.

3. BROYDENS METHOD

The Newton-Raphson technique described in chapter 2 is useful for solving small systems of equations but is not very practical when the number of unknowns becomes too large. As previously described k number of unknowns yields $4k$ number of measurement to determine the jacobian. Therefore, a single iteration where four harmonics are controlled can take up to 200-300 seconds (depending on measurement time required to find a steady-state solution).

To deal with this problem and increase the speed of the control algorithm several quasi-newton methods have been tested. This class of methods avoids the direct calculation of partial derivatives. In this work Broydens method [4, 5] is tested where a secant method is used to approximate the partial derivatives.

In a one-dimensional case the secant method replaces the derivate as

(3.1)

$$g'(x) = \frac{g(x^n) - g(x^{n-1})}{x^n - x^{n-1}}$$

(3.2)

$$g'(x) \cdot (x^n - x^{n-1}) \approx (g(x^n) - g(x^{n-1}))$$

Extended to higher dimensions and to our application we can define

(3.3)

$$J(\{V_N\}^n) (\{V_N\}^n - \{V_N\}^{n-1}) \approx F_V(\{V_N\}^n) - F_V(\{V_N\}^{n-1})$$

$$\{y_k\} = \{F_V\}^n - \{F_V\}^{n-1} \quad (3.5)$$

and

$$\{s_k\} = \{V_N\}^n - \{V_N\}^{n-1} \quad (3.6)$$

Broyden then uses an approximation to the jacobian matrix

$$A(\{V_N\}^n) \approx J(\{V_N\}^n) \quad (3.4)$$

which after two successive iterations can be updated with Equation (3.3). To achieve an updating formula for $[A]$, as suggested by Broyden [4,5], the following vectors are defined

Using Equation (3.5) and (3.6), the estimate of the jacobian can be updated with

$$A^n = A^{n-1} + \frac{y_k - A^{n-1} s_k}{\|s_k\|_2^2} (s_k)^T \quad (3.7)$$



www.hbm.com

MGCplus ...

Data Acquisition Systems

... the ultimate modular, scalable and configurable system. Any component can be combined to find individual solutions that fit specific applications and, at the same time, ensure the reliability and price advantages provided by serial products. The spectrum ranges from stand-alone measurement devices through complex, PC-controlled measurement systems with several thousand measurement channels.

One platform for many applications:

- Research and Development
- Test Rigs
- Calibration
- Manufacturing
- Weighing
- Experimental Stress Analysis
- Mobile Data Acquisition

METROLINK

Metrolink Scandinavia AB • Reprovägen 6, 183 77 TÄBY
Tel 08 756 23 33 • Fax 08 756 23 47
Email info@metrolink.se • www.metrolink.se



measurement with confidence

Where $\|\cdot\|_2$ denotes the euclidean norm.

Equation (3.7) requires the two initial values on the voltage vector. In practice the first jacobian can be calculated and then using Equation (2.16) to determine $\{V_N\}^1$. Alternatively a scalar multiple of the unit matrix can be used as initial guess for the jacobian.

Once the first two values on the voltage vector are given, Equation (3.7) are used and

$$\{V_I\}^{n+1} = \{V_I\}^n - [A^n]^{-1} \cdot \{F_V\} \quad (3.8)$$

until Equation (2.17) is fulfilled.

4. EXTENDED FORCE CONTROL ALGORITHM

Since the Jacobian (calculated as in chapter 2 or estimated with Broyden) can contain a lot of disturbance for measurement data it is necessary to have a built in strategy to keep the solution-process stable. A global strategy method is therefore used. The idea is to not always take the full step, instead equation (3.8) is rewritten as

$$\{V_I\}^{n+1} = \{V_I\}^n + u \cdot [A^k]^{-1} \cdot \{F_V\} \quad (4.1)$$

As suggested by [1, 4] we find a value u that minimize

 **alvetec**



Vi kan mätteknik

Lagra data direkt på hårddisk utan PC

Ny generation datainsamlingssystem från SONY.

SIR-3000 har utvecklats från den tidigare kända SIR-1000 enheten, som uppvisat en rad goda egenskaper inom området datainsamling.

Nu med 4 gånger snabbare inspelningshastighet och 8 gånger större lagringskapacitet.

-  Givare och förstärkare
-  Mätinstrument – datainsamling
-  Underhåll och materialkontroll
-  Process- och maskinövervakning

- Lagringskapacitet 200GB
- Kanaler 32-128
- Samplingsfrekvens 192khz
- Dynamikområde > 90 dB

- Upplösning 16 bitar
- Ethernet



$$G_V = \frac{1}{2} F_V^T \cdot F_V \quad (4.2)$$

To find the exact minimum may require several function evaluations (measurements) so instead selected values between $\{0.1, \dots, 1\}$ is tested and using interpolation it is possible to find a satisfactory value. This will help the algorithm to converge even when the starting values are less good or the

Jacobian contains noise. To achieve a good starting value the multidimensional solver does not start until the amplitude on the fundamental harmonic is correct as suggested in [1, 2, 6].

The complete force algorithm from chapter 2, 3 and 4 is illustrated with a flow chart in Figure 4.1. After the complete voltage vector

$\{V_N\}$ is defined we can choose to either use Broydens method or Newton-Raphsons method as indicated in the flow chart.

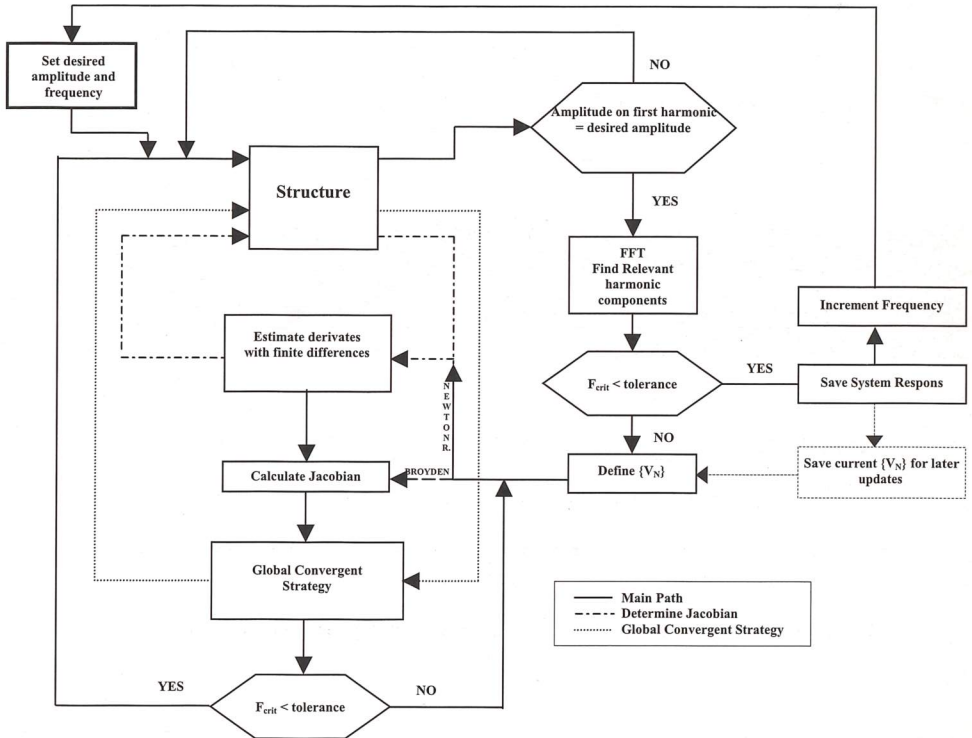


Fig 4.1. Flow chart of Force control algorithm. A voltage signal is sent to the amplifier and the resulting force signal can be measured with a force sensor. The control algorithm the updates the voltage signal to achieve a non-distorted force signal.

Din komplette kalibreringsleverantör

Låg frekvens

Vår lågfrekvensvibrator har en slaglängd på upp till 15 cm.

Hög acceleration

Vi kan kalibrera accelerometrar upp till 50 000 m/s².

Hög precision

Med vår laserinterferometer kalibrerar vi referensaccelerometrar.

Komplett verifiering

Förutom givare kalibrerar vi även kompletta vibrationsmätinstrument. Vi kontrollerar då filter, tidsvägning, känslighetsomkopplare, mm.



Impedansgivare

En impedansgivare är en kombinerad accelerometer och kraftgivare.

Fullservice

SP kan kalibrera de flesta slags instrument, t ex inom områdena ljud och ljus, elektricitet, klimat, mått och vikt, mm.

Varför kalibrera hos SP?

SP är Sveriges centrum för mätteknik. Här finns landets bästa mättekniska resurser och största sakkunskap inom området. Vi har lång erfarenhet av att inventera mätidon, kravnivåer och mätbehov för bl a industrin. Vi genomför kalibrering för hela företaget.

Som riksmätplats upprätthåller SP referensnormalerna för samtliga centrala mätstorheter. Vi har följaktligen hela den spårbarhetskedja som moderna kvalitetssystem fordrar vid kalibrering av mätidon. Forskning och utveckling bedrivs kontinuerligt för att ytterligare förbättra noggrannheten.

SP Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut
Box 857, 501 15 BORÅS, Tel: 033-16 50 00, Telefax: 033-13 55 02
E-post: info@sp.se, Internet: www.sp.se

5. SIMULATIONS AND RESULTS

A simulation model is created as explained in chapter 1. The shaker, the interaction between the shaker and the structure and the nonlinearity in the structure is here regarded as a black box and modeled as lumped mass model.

This is a simplification since the true model between input voltage and output force is a non-linear electro-mechanic system. However, for simulations this provides a good way to actually test the algorithm. The values selected for,, and has no real physical meaning but are merely estimated from transfer functions calculated between voltage/force. All calculations are performed in MATLAB® [7].

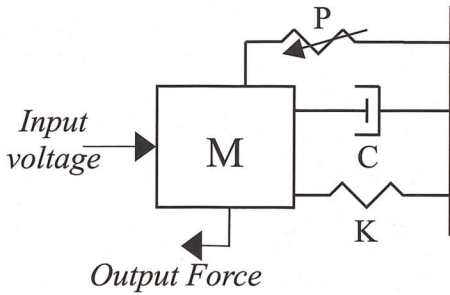


Figure 5.1. Simulation model used to test the algorithm. The values used are:

$$m = 0.024 \text{ kg}, C = 1.5 \text{ Ns/m}, K = 1.6 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

and $P = 1.6 \cdot 10^8 \cdot x^3 \text{ N/m}$

The desired amplitude on the output signal is selected and the input signal is first adjusted to give an output signal with correct fundamental harmonic. Then, using the Newton-Raphson procedure, an input signal with higher harmonics is created as described in chapter 2.

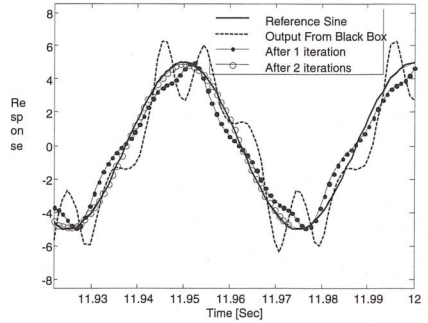


Figure 5.2 Simulation results where the algorithm is used to control the output signal from the non-linear system in Figure 5.1. In this case 40 simulated measurements were required to correct the signal.

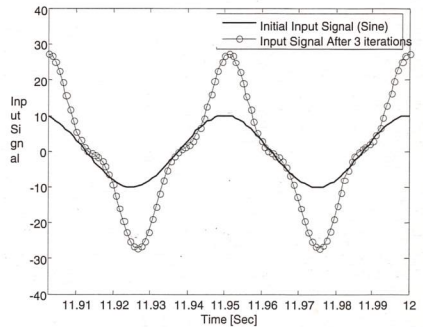


Figure 5.3 The higher harmonics in the input signal can be seen after 3 iterations.

The output from the system contains a significant third and fifth harmonic component as shown in Figure 5.2. After two iterations the difference between the output signal and the reference signal is said to be acceptable and the algorithm can continue with a new frequency step. The initial input signal and the input signal after two iterations is shown in Figure 5.3. The actual amplitude on the final signal is larger to compensate for the loss to higher harmonics. Additionally, a slight

change on phase of the main harmonic can be observed as well as a significant third harmonic in the final input signal.

Next, the modified control algorithm as described in chapter 3 is used to control the input signal. The first jacobian is here calculated and used as initial guess for Broydens method. The results can be studied in Figure 5.4. As observed this method requires an additional iteration before the solution is accepted since Broydens method converges slower. However the amount of function evaluations (measurements) saved is still significant.

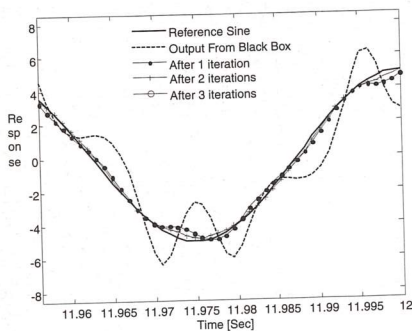


Figure 5.4 Broydens method for the same system requires 28 simulated measurements to find the correct voltage signal.

6. CONCLUSIONS AND FURTHER WORK

A non-distorted force signal can be difficult to obtain when measuring non-linear structures or weak linear structures at resonances and thus a control algorithm is necessary. This work has presented theoretical methods that can be used to reduce the distortion in the force signal. This can be achieved by creating a multiharmonic voltage signal with phase and amplitude designed to decrease all higher harmonics or sub-harmonics in the force signal. A control algorithm based on

Newton-Raphsons method have been applied i.e. an iterative process is used to actually find the correct voltage signal. Further extensions have been made on the control algorithm by using Broydens method to estimate the derivatives.

A complete control system is built in MATLAB® where simulations have been performed on several arbitrary non-linear black box systems as described in chapter 1 and chapter 5. The result from simulations shows that the control algorithm can obtain a non-distorted output signal even when there is a significant nonlinearity. The potential of Broydens method have been observed in simulations and further experiments is required to determine whether this method can be used in real measurements.

Additional work in the future will also be to create an improved electro-mechanic model of the shaker including the nonlinearities. From here a better understanding of the actual phenomena can be gained and the control algorithm can be further improved.

7. REFERENCES

1. Ferreira V, Janito, Dynamic Response Analysis of structures with non-linear components, Phd Thesis, Imperial College, London, 1998
2. Ewins, D.J and Perinpanayagam S., Testing Technique for identifying and Characterizing Non-Linear Behaviour of and Aero-Engine Structure, 12th International Conference on Experimental Mechanics, 2004
3. Bucher I, Exact Adjustment of Dynamic Forces in Presence of Non-linear Feedback and Singularity – Theory and Algorithm, Journal of Sound and Vibration, 218(1), 1998
4. Press H William, Teukolsky A. Saul, Vetterling T. William and Flannery P. Brian, Numerical Recipes in C - The art of Scientific Computing Second Edition, ISBN 0-521-43108-5, Cambridge University, 1992
5. Lindfield George and Penny John, Numerical Methods using Matlab ,Second Edition, Aston University, 1999
6. Rossmann Stephane, Development of Force Controlled Modal Testing on Rotor Supported by Magnetic Bearings, Master Thesis at Imperial College, London, 1999
7. MATLAB Computing Software v 7.0 (R14), The MathWorks, Inc. 2005

VIBRATIONSTEKNIK

PUR-elastomerer, stålfjäderelement, dämpare och vibrationsisolatorer för järnväg, bygg, industri och produkter.

Ett komplett program för vibrations- och stömljudsisolering.

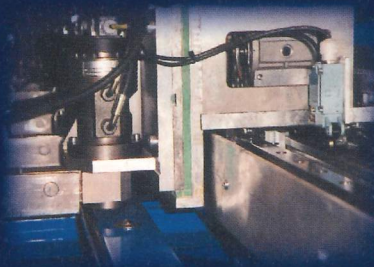
sylomer®



SYLODYN®

GERB

SYLODAMPIIIIIII®



Läs mer: www.cbab.se

Maila: info@cbab.se

Ring: 031-33 66 900

Teknisk kompetens - Erfarenhet - Utveckling

Nu ska du lyssna väldigt noga!



Gör så här. Luta dig tillbaka och blunda. Ta några lugna andetag och koppla av. Vad hör du? Människor, fågelkvitter, datorsurr? En radio, ventilationssus, en industri? Du kanske känner vibrationer i huset från bilarna på gatan eller motorvägen?

Själv har vi lyssnat noga i 50 år och hört en hel del. Vårt jobb är nämligen att skapa tysta, vibrationsfria miljöer och produkter, och så bra förutsättningar som möjligt för tal, sång och musik.

Ingemansson är Europas ledande expert inom ljud och vibrationer. Vi hjälper konsulter, byggentreprenörer, industriföretag och myndigheter överallt i samhället. Vi tar fram tysta bostäder, arbetsplatser, vägar, fordon, maskiner

och offentliga miljöer som ökar allas livskvalitet.

Tillsammans med industrin ser vi också till att ljudet från deras produkter låter rätt och förstärker deras image. Oftast är vi med i hela processen, från förstudie till färdig produkt.

Vi erbjuder också ett komplett utbildningsprogram för bland annat konstruktörer, arkitekter och byggherrar.

Hur låter det runt omkring dig just nu? Är det tyst och behagligt har vi antagligen varit med och utvecklat miljön i både stort och smått. Har du ett eget ljudproblem som du vill lösa, är det bara att ringa och prata med oss.

Vi är bra på att lyssna.

Leading expertise – Sound and Vibration
Ingemansson Technology AB, Tel 031-774 74 00, www.ingemansson.com



INGEMANSSON

Ingemansson Industri



Produktionshastighet och kvalitet ökar genom dämpning av vibrationer.

Increased production speed and product quality will be possible through damping of vibrations.

Vi mäter, analyserar och föreslår praktiska konstruktionslösningar mot vibrationer i maskiner, anläggningar och arbetsmiljön.

We perform measurements, vibration analysis and develop vibration mitigation measures for machines, plants and in the working environment.

Vi vill ha en öppen och ömsesidigt utbildande relation med våra kunder.

Ingemansson has approximately 20 of Sweden's best specialists in vibration using the best vibration measurement systems and structural dynamics software.

Cirka 20 av Sveriges duktigaste vibrationsspecialister och de mest avancerade mätinstrumenten och simuleringsprogrammen på marknaden används av konsulterna.

Leading expertise - Sound and Vibration
Ingemansson Technology AB. www.ingemansson.se



INGEMANSSON

Vi kan vibrationsprovning...



Nu levererar vi vibratorer från välkända Gearing & Watson. De har fokus på driftsäkerhet, storlekar från 9 N till 53 kN, alla luftkylda.

Våra PC baserade styrsystem kommer från m+p international, är i absolut världsklass med många system installerade i Skandinavien.

Vi integrerar vibratorer med glidbord, headexpanders, fixturer, accelerometrar och våra klimatkammare från Thermotron Industries till innovativa, nyckelfärdiga lösningar.

Med mer än 20 års erfarenhet och egen serviceavdelning vill vi vara din självklara partner inom miljötest.

PROXITRON
Mät & Test

Motala 0141-580 00
Stockholm 08-10 15 80
www.proxitron.se

Dynamik testing and modeling of wire rope isolator

Jarkko Keinänen, Markku Juntunen, Kalle Vehviläinen

VTT Smart Machines

(Technical Research Centre of Finland)

Otakaari 7 B, Espoo

P.O.Box 1000, FIN-02044 VTT, Finland

Machinery, equipment and buildings often have to be protected from vibrations and shocks. Mechanical isolators can be used to achieve the needed reduction of these dynamic loads. Today, computer simulations offer an effective way to design isolation systems. However, in order to create reliable mathematical models for computer simulations the dynamical properties of the isolators have to be well known. Unfortunately, well-defined isolator models are not typically available. This paper describes dynamic laboratory tests and field measurements of wire rope isolators. In addition a practical mathematical model of a wire rope isolator is presented.

1. INTRODUCTION

In many applications numerical simulation of vibration and shock phenomenon need accurate mathematical models of flexible components. Especially mechanical shock and vibration isolators play significant role in the dynamic behaviour in many applications. However, the isolator dynamic properties are often nonlinear with heavy damping and therefore complicated to model. Therefore, typically simulation software does not include

accurate enough models of vibration isolators. In this study dynamical behaviour of wire rope isolators are measured in different environments including underwater explosions (UNDEX), moderate vibration generated with shaker (higher frequencies) and with hydraulic test frame (static loads and lower frequencies). The purpose of the tests was to measure dynamic properties of wire rope isolator and to gain systematic measurement data of wire rope isolator for simulation model verification.

2. GOALS

Goals of this work were:

1. Measure dynamical behaviour of wire rope isolator in laboratory and in field conditions.
2. Generate practical mathematical model of wire rope isolator.
3. Compare simulations and measurement results.

3. LABORATORY TESTING

Static and dynamic properties of wire rope isolator were studied with a hydraulic test frame and with electromagnetic shaker. The varied excitation parameters were pre-load, excitation amplitude and frequency. The used hydraulic test frame is presented in Figure 1 and a schematic figure of electromagnetic shaker is presented in Figure 2. Methods that were used in laboratory measurements are called driving point, direct and indirect methods. These testing methods and corresponding analysis methods for dynamic transfer stiffness and loss factor are presented in standards ISO-10846 and ISO 10846-2 [1,2].

In the driving point method measurements both the force and the displacement are measured from force input side of the measured component (see Figure 1). In general, driving point method may be used for lower frequencies while direct and indirect methods are more suitable for high frequency applications.

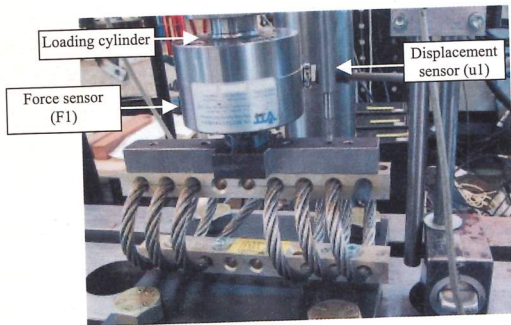


Figure 1. Hydraulic testing equipment in axial loading (driving point method).

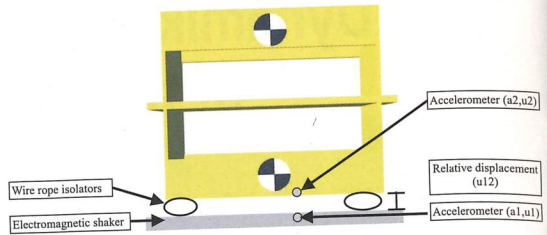


Figure 2. Schematic figure of the isolated system that was tested dynamically with electromagnetic shaker (indirect method). The same test was simulated.

The analysis methods used for the determination of dynamic transfer stiffness and loss factor are presented in standard ISO-10846 [1]. The used analysis method is standardised and useful for various types of isolators. Therefore, it is seen to give a good basis for the comparison of different isolators. In addition, the obtained results are useful basis for dynamic modelling of the isolators.

Dynamic stiffness can be defined:

$$k = \frac{F_2}{u_1} \text{ (direct method)}$$

$$k = \frac{F_1}{u_1} \text{ (driving point method)} \quad (1)$$

Dynamic stiffness is a complex quantity from which loss factor can be defined:

$$\frac{\text{Im}[k_{2,1}]}{\text{Re}[k_{2,1}]} \text{ (direct method)}$$

$$\frac{\text{Im } k_{1,1}}{\text{Re } k_{1,1}} \text{ (driving point method)} \quad (2)$$

4. FIELD MEASUREMENTS

A new test Shock Test Barge was developed by the Finnish Navy and VTT for heavy duty underwater shock field tests. The studied vessel was originally a mine barge of the Finnish Navy. For underwater shock tests unnecessary equipment and structures were removed and hull was strengthened. The used Shock Test Barge is presented in Figure 3. Overall review of undergoing Finnish UNDEX program and its objectives is given in the presentation [3]. In this paper some of the most interesting results concerning the studied shock isolation systems are discussed.



Figure 3. Shock Test Barge.

During the measurements over 50 charges with various sizes and explosion geometries were detonated in littoral conditions. At over 70 measurement points acceleration, displacements, pressure and strain were measured. In addition, wire rope isolators were filmed by high speed camera during underwater explosions. The signals were divided into following sets depending on the measurement objectives:

- Bottom plating measurements (ICP accelerometers)
- 3D shock propagation measurements (ICP accelerometers)

- Pressure measurements (ICP and resistive pressure transducers)
- Kick-off measurements (ICP accelerometers)
- Equipment measurements (ICP accelerometers and laser displacement sensors)
- Bottom stiffener strain measurements (strain gages)
- Hull external test structures (strain gages, ICP accelerometers and pressure transducers)

5. ISOLATOR MEASUREMENTS

Equipment measurements included 6 different isolator systems on different decks of Shock Test Barge. For the study of isolators the most important signals were given by ICP shock transducers, laser displacement sensors and 3-D acceleration sensors with special mechanical filters. In addition, high speed videos were used giving valuable information of the excitations and isolator behaviour.

Analysis was done by using LMS Cada-X (3.5F SL3) software. For the analysis first all the measured time histories were visually checked after which signal conditioning and more detailed analysis were done in time and frequency domain (FFT and SRS). In time domain acceleration samples were integrated into velocities and displacements (absolute and relative). Unrealistic velocity and displacement drifting were decreased by filtering acceleration time histories and removing trend from acceleration time histories. The most interesting time history parts were zoomed in order to study signals with different time scales.

6. LABORATORY TEST RESULTS

Wire rope isolator was tested with hydraulic test frame using both direct and driving point method [4,5]. Examples of results of hydraulic test equipment in laboratory conditions are presented in Figure 4. The varied excitation parameters were pre-load, amplitude and frequency.

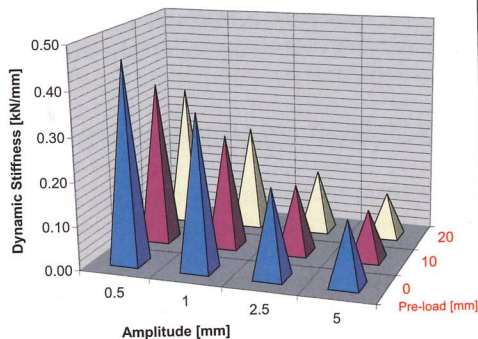
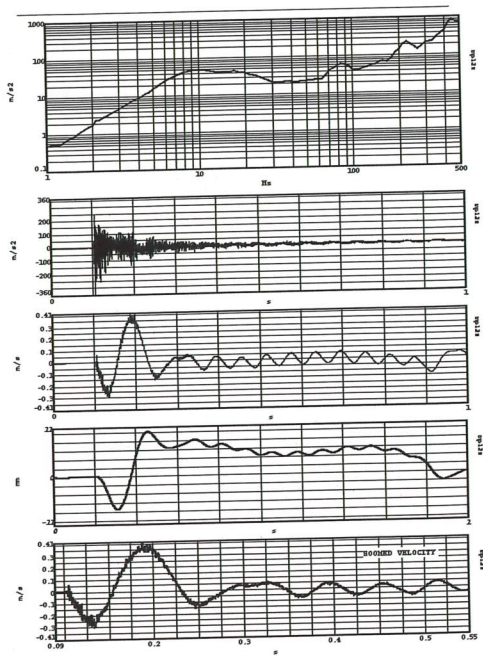


Figure 4. Dynamic stiffness of a wire rope isolator when displacement pre-load and amplitude are varied.

7. FIELD MEASUREMENT RESULTS

Field measurement results are presented in report [6]. An example of the standardized VTT analysis of shock tests is presented in Figure 5. Presented analysis results include SRS in frequency domain and acceleration, velocity and displacement in time domain. The standardized format give useful design data and information of the signal reliability. More specific analysis of e.g. isolators is



still under work.

Figure 5. Example of the Standardized VTT UNDEX shock analysis. On the top is presented SRS curve, below is acceleration, velocity and displacement in time domain. On the bottom a zoomed velocity is presented from the most interesting shock pulse.

8. MODELING ISOLATOR

On the basis of the conducted measurements on wire rope isolators the excitation frequency did not have significant effect on dynamic stiffness and loss factor in the lower frequency span. However, static pre-load had a mild effect and excitation amplitude the biggest effect on these quantities.

Basic requirement in the developed mathematical model of wire rope isolator was that it can be used in time domain and in frequency domain. In addition, standard simulation software may use the developed model. More or less similar approach can be found e.g. in reference [7]. The model para-

meters were adjusted to present the wire rope isolators that were tested in the laboratory and field measurements. Principle of the used mathematical model is presented in Figure 6.

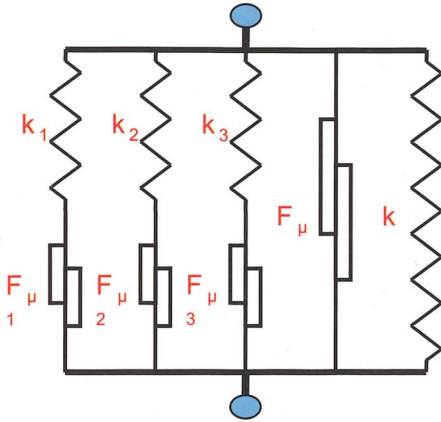
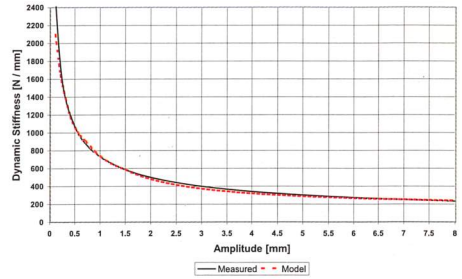


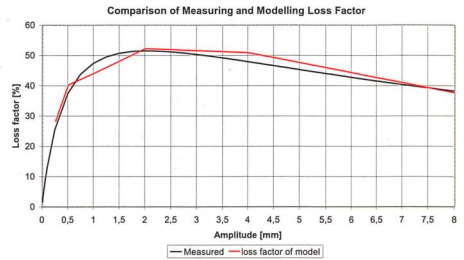
Figure 6. Principle of the wire rope isolator model (8 variables).

9. COMPARING RESULTS

Comparison of measuring and modeling results was done first in time domain. Results can be seen in Figures 7 and 8. The developed mathematical model was transferred to simulation program where it was used for shock and laboratory test environment simulation. Behaviour of virtual isolator was found to be quite realistic. Comparison of me-

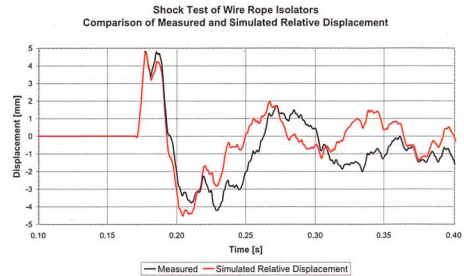


asured and simulated relative displacement



results is presented in Figure 9.

Figure 7. Comparison of measuring and modeling



results of wire rope isolator in dynamic testing.
Figure 8. Comparison of measuring and modeling results of wire rope isolator loss factor.

Figure 9. Comparison of measured and simulated relative displacement of isolated system in shock test.

10. DISCUSSION AND CONCLUSION

The purpose of the tests was to measure dynamic properties of wire rope isolator with laboratory test set-up and also in the field and to gain systematic measurement data of

PCB PIEZOTRONICS INC.



VIBRATION
DIVISION



FORCE / TORQUE
DIVISION



PRESSURE
DIVISION



ELECTRONICS
DIVISION



IMI SENSORS
DIVISION



I närmare 40 år har PCB Piezotronics Inc försett världsmarknaden med högkvalitativa precisions givare. De 5 divisionerna Vibration, Tryck, Kraft, Elektronik samt Industriella givare visar vilken bredd PCB Piezotronics har idag.

Därför anser många att PCB är det naturliga valet för just dom.

 **PCB SCANDINAVIA AB**

Ring 08-444 38 70
E-post: info@pcbscandinavia.se

wire rope isolator for verification and validation of mathematical model.

Isolator model variables for a wire rope isolator were generated using laboratory test results. Comparison between measured and modeled isolator was done and the results were found to be very similar. It is seen that the chosen approach give useful and practical results efficiently. In addition, the conducted test and analysis process have been found useful for other types of isolators. However, although the obtained results proved to be good further studies will be necessary in order to better understand the complicated behaviour of nonlinear shock and vibration isolators and in order to be able to simulate them efficiently as a part of larger dynamical models.

References

- [1]. ISO 10846-1, 1997, Acoustic and vibration – Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements-part 1: Principles and guidelines, pages 20.
- [2]. ISO 10846-2, 1997, Acoustic and vibration – Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements-part 2: Dynamic stiffness of elastic supports for translatory motion-direct method, pages 18.
- [3]. Juntunen M. & Jäppinen T 2005. Surface Vessel Response to Underwater Explosion. Current Simulation and Field Measurement Activities in Finland. SVIB Dagar. Helsinki. November 2005.
- [4]. Keinänen J. Espoo 2002. Testing and modelling dynamic properties for vibration isolators. TKK Master's Thesis. pages 95 (in Finnish).
- [5]. Keinänen J & Juntunen M. Espoo 2003. Dynamic Testing of Wire Rope Isolator. VTT Industrial systems. pages 14.
- [6]. Keinänen J & Juntunen M. Espoo 2005. Field Test Trials of Wire Rope Isolator. VTT Industrial systems. pages 10.
- [7]. Lindholm C. 2004. Nonlinear transient analysis



- Instruments & Consulting
- Microphone arrays
- Directional Microphones
- Multi channel Sound Level Meters
- Microphones
- Impedance tubes
- Software



www.soundviewinstr.com

Info@soundviewinstr.com, Tel: +46 21 38 00 10/11

Pressmeddelande från ÅF

2006-01-19

ÅF förvärvar Ingemansson Technology AB

ÅF har tecknat en avsiktsförklaring om förvärv av 100 procent av aktierna i Ingemansson Technology AB (Ingemansson). ÅF köper aktierna av Lindeblad Technology.

Ingemansson, som grundades 1956, är Nordens ledande konsultföretag inom ljud och vibrationer. Företaget har 130 medarbetare, varav cirka 100 finns i Sverige, cirka 20 i Norge, cirka 10 i Danmark – samt ett mindre antal medarbetare i Frankrike. Företaget väntas omsätta cirka 125 MSEK med ett rörelseresultat på cirka 8 MSEK för år 2005.

Bedömningen är att Ingemansson kommer redovisa stigande lönsamhet och god tillväxt för år 2006. Samgåendet beräknas kunna resultera i goda intäkts- och kostnadssynergier. Köpeskillingen är 53,5 MSEK. Hälften av köpeskillingen erläggs kontant och hälften i form av nyemitterade ÅF-aktier (serie B), inom ramen för bolagsstämans bemyndigande (20 april, 2005). Detta innebär en utspädning på cirka 1,8% av kapitalet och 1,1% av antalet röster. Förvärvet bedöms påverka ÅF-koncernens vinst per aktie positivt för 2006.

Avsikten är att ÅF konsoliderar Ingemansson från och med den 1 februari 2006.

Ingemansson stärker ÅFs marknadserbjudande. Inom infrastrukturuområdet har intresset för kompetens inom buller och akustik ökat väsentligt under de senaste åren, såväl inom industrin som inom bygg- och sam-

hällssektorn. Bland Ingemanssons största kunder finns bygg- och konsultföretag, Banverket, StoraEnso, Volvo och SonyEricsson.

”Ingemansson kommer att förstärka ÅFs tjänsteutbud inom samtliga affärsområden.

Företaget är marknadsledande inom segmentet ljud och vibrationer”, säger Åke Rosenius, divisionschef ÅF-Infrastruktur.

”Vi får en stark ägare i ÅF med en tydlig ambition att fortsätta utveckla verksamheten med tekniken i fokus. Jag är övertygad att samgåendet erbjuder en positiv utveckling för såväl våra medarbetare som för våra kunder”, säger Klas Brännström, VD Ingemansson.

För ytterligare information hänvisas till www.ingemansson.com

MACHINERY DIAGNOSTICS SPECIALIST

*In Rovsing Dynamics A/S
a challenging position as
machinery diagnostics
specialist is open in the
research group.*

Tasks and Responsibilities

Development, test and maintenance of formal, automated procedures for diagnosis fault on machine components. Specific events from our installed customer base are to be analysed to ensure that the implemented procedures works optimally. Another important responsibility is writing up specifications for associated functions in our OPENpredictor™ Condition and Performance Information System.

Machinery Engineering Background

- Extensive theoretical and practical background in rotor dynamics, gear mechanisms, turbo machinery, etc.
- Has worked with trouble-shooting and diagnosis on the above mentioned types of machines, either as a designer or as operator.

Measurement and Signal Processing Experience

Experience in signal acquisition:

- Sensor selection, location, conditioning, calibration and testing
- Advanced digital signal processing with thorough knowledge in parametric/non-parametric spectrum analysis and higher order spectral estimation. Time-Frequency analysis such as spectrograms, wavelet analysis, and Wigner-Ville transforms.

General Education and Experience

- Mechanical engineer or physicist with a B.Sc, M.Sc or Ph.D
- 5-15 years of experience from rotating machinery OEM or operator, from university or consultancy.
- Trained in standard IT applications and with experience in analysis and simulation using MATLAB® and SIMULINK®.
- Knowledge of database design and application is an advantage.

We offer

A challenging environment with opportunities for continuous professional and personal developments in an international environment.



Rovsing
DYNAMICS

*ROVSING Dynamics has developed the OPENpredictor™, a unique **Condition and Performance Monitoring System** that allows on-line machinery health assessment and fault development prediction in critical machinery.*

*Our clients are leading companies within their business area:
BP, Electricité de France, ELSAM,
Wood Group, ALSTOM and Hitachi.*

ROVSING Dynamics is an international organisation headquartered in Denmark, and supported by a global sales organisation.

Kurser, Konferenser och Läsvärt

Dear Colleague

- Are you doing dynamic testing on large structures?
- Are you interested in Operational Modal Analysis?
- Do you like to stay informed about the latest news in this field?
- Do you like to influence the development in this field?
- Do you have important results to present?
- Do you have associates that needs an introduction course?
- Do you have associates that needs to get hands-on experience in testing?

Then the

IOMAC Workshop

May 4,5 in Aalborg, Denmark

is the ideal meeting to go to

Important deadlines are close !

Please check the web site: www.iomac.dk

Best regards,
Rune Brincker

IOMAC Chair

This email was sent by Structural Vibration Solutions A/S www.svibs.com - one of the sponsors of IOMAC.

ESTECH 2006 Online Registration Is Now Open!!

Online registration is now open for ESTECH 2006, the annual technical meeting and exposition of the Institute of Environmental Sciences and Technology (IEST). The annual meeting will be held May 7-10, 2006 at the Hyatt Regency Phoenix in Phoenix, Arizona where you will be able to learn from industry experts through tutorials, seminars/workshops, and working group meetings, as well as state-of-the-art displays in the exhibition. Not only will industry professionals gain or improve job performance through certificates in coursework, but find practical solutions through presentations on recent

research, and discover products and services to increase efficiency.

The conference and exhibition focus on the concerns of professionals in the fields of contamination control, product reliability, and design, test, and evaluation. ESTECH 2006 is an excellent opportunity for professionals to meet and do business with key people in the international community of environmental sciences. Attendees come from around the world for the technical expertise presented at the ESTECH conference and exhibition.

Register and review the complete advance program with information on tutorials, seminars/workshops, working group schedules, and the exhibition at www.iest.org/estech/estech.htm. **Early bird registration ends April 7, 2006.**

Founded in 1953, IEST is an international technical society of engineers, scientists, and educators that serves its members and the industries they represent (simulating, testing, controlling, and teaching the environments of earth and space) through education and the development of recommended practices and standards.

IENT is an ANSI-accredited standards-developing organization; Secretariat of ISO/TC 209 Cleanrooms and associated controlled environments; Administrator of the ANSI-accredited US TAG to ISO/TC 209; and a founding member of the ANSI-accredited US TAG to ISO/TC 229 Nanotechnologies.

Contact IEST with any questions at (847) 255-1561 or iest@iest.org. For more information about advertising at ESTECH 2006 e-mail Heather Dvorak, Marketing Associate, marketing@iest.org.

Sincerely,

Heather Dvorak

IENT

Marketing Associate

5005 Newport Drive, Suite 506

Rolling Meadows, IL 60008

Phone: (847) 255-1561

Fax: (847) 255-1699

hdvorak@iest.org

Don't delay! Reserve your space in the ESTECH 2006 on-site or online program guide TODAY! <http://www.iest.org/marketing/marketing.htm>.

IENT's primary means of communication is e-mail. IEST does **not** rent, sell, or otherwise distribute your e-mail address. If you do not wish to receive future information from IEST regarding publications, upcoming conferences, or membership, please send an e-mail to mailto:iest@iest.org with unsubscribe in the subject line. Administering your request will take up to ten business days.

FUTURES IN ACOUSTICS - Today's research - Tomorrow's careers

3-4 April 2006, University of Southampton, United Kingdom

The world of acoustics is changing fast and the UK is at the centre of the European knowledge economy. The demand for people with acoustical knowledge and skills has never been greater. To reflect this the Institute of Acoustics 2006 Spring Conference will focus on the twin themes of research and employment in acoustics. The conference will include:

- * Sessions of technical papers in all branches of acoustics (building acoustics, musical, ultrasonics and underwater, engineering and noise control, environmental, etc)

- * Special sessions on novel and innovative applications in acoustics

- * Plenary session on career opportunities featuring an Employment

Forum bringing together potential employees and employers.

Students at all levels (undergraduate, MSc, PhD, IoA Diploma etc.) and young members and non-members in both full and part-time employment are particularly welcome.

For further information please visit http://www.isvr.soton.ac.uk/fdag/IOA_Spring_06.htm.

To register an interest, please contact Linda Canty at: linda.canty@ioa.org.uk or telephone 01727 848195.

Organised in collaboration with the Danish Acoustical society

THE SIXTH INTERNATIONAL CONFERENCE ON AUDITORIUM ACOUSTICS

5-7 May 2006, Copenhagen, Denmark

New auditorium projects in Copenhagen and in other locations in Denmark FUTURES IN ACOUSTICS - Today's research - Tomorrow's careers 3-4 April 2006, University of Southampton, United Kingdom

The world of acoustics is changing fast and the UK is at the centre of the European knowledge economy. The demand for people with acoustical knowledge and skills has never been greater. To reflect this the Institute of Acoustics 2006 Spring Conference will focus on the twin themes of research and employment in acoustics. The conference will include:

- * Sessions of technical papers in all branches of acoustics (building acoustics, musical, ultrasonics and underwater, engineering and noise control, environmental, etc)

- * Special sessions on novel and innovative applications in acoustics

- * Plenary session on career opportunities featuring an Employment

Forum bringing together potential employees and employers.

Students at all levels (undergraduate, MSc, PhD, IoA Diploma etc.) and young members and non-members in both full and part-time employment are particularly welcome.

For further information please visit:

http://www.isvr.soton.ac.uk/fdag/IOA_Spring_06.htm.

To register an interest, please contact Linda Canty at: linda.canty@ioa.org.uk or telephone 01727 848195.

One day meeting organised by

The British Institute of Acoustics' Measurement and Instrumentation Group

Harmful? - Judge for yourself! Making the vibration regulations work safely

17th May 2006.

Society of Chemical Industry, London

Call for Papers

Now is the time to explore the implementation of the Regulations for the Control of Vibration at Work.

Employers have to assess the work process, determine if any test code data supplied by the manufacturer of machinery applies to the process, or measure directly due to deficiencies in test code data, and then estimate the likely vibration emission. Then, taking into account uncertainties at each step, arrive at a risk assessment.

Contributions of papers from manufacturers, consultants, insurance companies, trades unions, businesses, safety advisors and consultants are invited.

Presentations are requested giving guidance on the implementation of correction factors from measurement data to assist employers to meet their obligations.

The meeting will cover hand-arm vibra-

tion from hand guided machinery and whole-body vibration. Contributions to bring clarity to the assessment of risk from the estimations of the work process, from the data from test codes and in-use vibration values, are requested.

- * New test procedures.
- * Prevention not litigation.
- * Spend your time at work, not in court.

This one-day meeting is aimed at managers, safety advisors, employers groups, trades unions and insurance companies.

In the final analysis questions are likely to be asked in Civil Courts about evidence for applied correction factors where direct in-use vibration measurements were not used.

Short extracts of approximately 100 words should be sent by email to the Meeting Organiser Martin Armstrong by 25th February 2006, martin.armstrong@bksv.com, Tel (+44) (0)1223 262770, Fax (+44) (0) 1223 262770.

bring this key international meeting to the Danish capital for 2006.

This is latest conference in a series organized by the Institute of Acoustics and held over the last 14 years that have been linked to new auditoria. The conference will look at recent auditorium designs, will consider the latest thinking in auditorium analysis, modelling and design, as well as reviewing techniques in refurbishment.

To register an interest or for further information please contact Linda Canty at the Institute of Acoustics on Tel: (+44) (0) 1727 848195 or e-mail:

linda.canty@ioa.org.uk or visit the Institute of Acoustics website at

www.ioa.org.uk



makes the world less shaky

*Med **produkter, konsulttjänster och utbildningar** hjälper vi Dig till kostnadseffektiva lösningar för ett tillståndsbaserat underhåll.*



Snabb och säker maskinanalys med
ME 42™



Presenterar eventuella fel i klartext!

Nytt program med givare.
Bland annat;
multiaccelerometern ATCM19
med utsignalerna

- Hastighet, 0-10 VDC
- Acceleration, 100 mV/g
- Lagerkondition, 0-10 VDC
- Temperatur, 10 mV/°C



Utbildning Konsulttjänster Programvaror

Vi är Nordens ledande utbildningsföretag inom ljud- och vibrationsområdet.

Vi erbjuder även kvalificerade konsulttjänster och Matlab-baserade programvaror inom området.

 **VibraTools™**

The toolbox for spectrum analysis, statistics and more

 **ModalTools™**

The toolbox for modal analysis, mechanical simulation, and system identification

 **DuraTools™**

The toolbox for experimental fatigue and durability analysis, and environmental engineering computations

 **Axiom
EduTech**

Axiom EduTech AB

P.O. Box 2822

SE-187 28, TÄBY

SWEDEN

PHONE: +46-708-57 50 38

FAX: +46-708-57 50 10

info@axiom-edutech.com

www.axiom-edutech.com

Saven EduTech har bytt namn och heter nu Axiom EduTech

Information

41st UK Conference on Human Response to Vibration 2006
Call for Papers and Attendance

QinetiQ

Dear Colleague,



The United Kingdom Conference on Human Response to Vibration will take place this year from **Wednesday 20th September to Friday 22nd September**. This annual meeting provides an opportunity for the exchange of information and research findings on all aspects of human response to hand-arm vibration, whole-body vibration and low frequency motion.



If you would like to attend and/or present a paper at the conference please [download](#) and complete the fax back form. For further information about the conference including programme and paper submission details please visit www.QinetiQ.com/events.

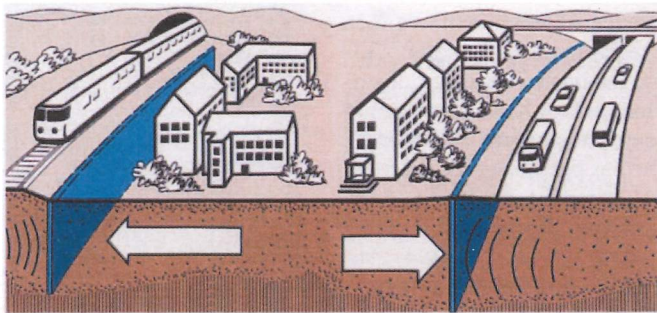
The 2006 conference will be hosted in Farnham, Surrey by the QinetiQ Centre for Human Sciences (CHS).

Please note this date in your diaries. Further information and agenda will follow.

Yours sincerely

Dr Thomas Gunston
Centre for Human Sciences
QinetiQ

ÅVSKÄRMNING AV MARKVIBRATIONER MEDELS GASFYLDA KUDDAR



Ferievägen 25 – 168 41 BROMMA

Tel. +46 (0)8 87 1990

Rådgivning vid:

- utredning av vibrationsfrågor
- dimensionering av isoleringsåtgärder
- projektering

www.vibisol.com

1st AMERICAN CONFERENCE ON HUMAN VIBRATION

**Call for Abstracts
June 5-7, 2006**



Organized by West Virginia University School of Medicine
and Centers for Disease Control and Prevention,
National Institute for Occupational Safety and Health
Morgantown, West Virginia, USA

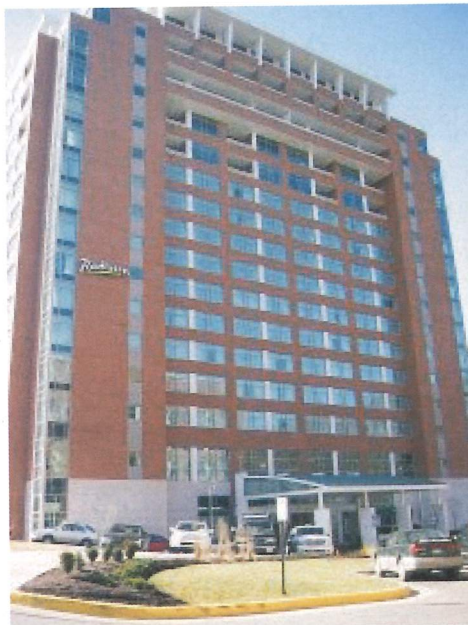


www.cdc.gov/niosh/conferences/vibration/index.htm

Accommodations for the 1st American Conference on Human Vibration

To be held June 5 –June 7, 2006, at the Radisson Hotel at Waterfront Place
Morgantown WV, 26501

The 1st American Conference on Human Vibration will be held at the Radisson at Waterfront Place. This hotel is in the historic Wharf district of Morgantown, adjacent to the scenic Caperton Rail-Trail, and is within walking distance of the downtown area and numerous restaurants and shops. Accommodations at the hotel include a full service spa and salon, indoor heated swimming pool, fitness center, restaurant and lounge. A block of rooms has been reserved for meeting attendees at a discounted rate of \$77.00/night plus tax and fees. Reservations can be made by calling (800) 333-3333 or (304) 296-1700, or through the hotel website <http://www.radisson.com/morgantownwv>. Be sure to use the promotional code "VIBES" to receive the discounted room rate. If you have any questions or problems making reservations, please contact Drs. Ren Dong or Kristine Krajnak at ACHV@cdc.gov or by calling (304) 285-5964.



ICSV13 - 13th International Congress on Sound and Vibration, Vienna, Austria, July 2-6, 2006

:

Datum: 24 november 2005 23.50.06

Dear Colleague,

We would like to provide you with updated information on the next ICSV Congress in the successful series of the international congresses on sound and vibration organised under the auspices of the International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV):

ICSV13 - 13th International Congress on Sound and Vibration

July 2-6, 2006, Vienna, Austria

<http://icsv13.tuwien.ac.at>

Submission of Abstracts

Prospective authors are kindly requested to submit an abstract (300 words maximum) related to the topics of the Congress or to a Structured Session through the Congress website not later than December 1, 2005.

Scientific Programme

The Congress Programme will include distinguished keynote addresses, and invited and contributed papers. Technical and experimental research papers in the fields of acoustics, noise and vibration, and other related subject areas are welcome. In addition to Regular Sessions approximately 40 Structured Sessions on particular scientific subjects of interest are organised.

Exhibition

Companies are invited to take part in the ICSV13 exhibition. Several attractive possibilities for sponsoring will be offered. For further information, please contact the IIAV Exhibition Manager Thomas Lago

and/or the ICSV13 Exhibition Management Media-Plan. All contact details and relevant application forms are also available on the Congress website.

For the first time in the series of ICSV-Exhibitions a Specific Session on the topic "Recent Advances in Industrial Technology" (SS17) will be organised by the IIAV Exhibition Manager Thomas Lago. All exhibitors are invited to present a scientific paper covering the latest technology, new strategies, technological advances, instrumentation and measurement methodology, interesting applications, or other related topics.

Deadlines

December 1, 2005 - Submission of Abstracts (300 words)

February 28, 2006 - Notification of Acceptance

March 31, 2006 - Deadline for Early Registration

March 31, 2006 - Submission of Full-length Paper (8 pages maximum)

Further Information

More detailed information about the Congress can be found at the Congress website:

<http://icsv13.tuwien.ac.at>

We are looking forward to receiving your contributions to ICSV13 and to welcoming you next July in Vienna.

Sincerely yours,

Josef Eberhardsteiner, Herbert A. Mang
(Chairs)

Holger Waubke (Secretary General)

Malcolm J. Crocker (IIAV Executive Director &

Scientific Committee Chair)

Baltic-Nordic Acoustics Meeting

with the theme

Sound and Vibration

Plenary sessions

Workshop

Paper presentations

Poster presentations

**Welcome to Gothenburg 9-10
November 2006**

The Swedish Acoustical Society and the Scandinavian Vibration Society have circulated invitations for participation in the Baltic Nordic Acoustics Meeting, BNAM, in Gothenburg 9-10

November 2006. The conference is open for all topics within the field of Sound, Vibration and noise control.

The conference venue, Chalmers University is located in the city of Gothenburg.

If you have ideas and proposals for topics on this subject then contact either the Chairman of The Swedish Acoustical Society Leif Åkerlöf, leif.akerlof@ingemansson.se or the Chairman of The Scandinavian Vibration Society Martin Almgren,

martin.almgren@ingemansson.se

Important dates

31 March 2006

Deadline for Abstracts and Topics of Sessions

31 May 2006

Notification of acceptance

June 2006

3rd Announcement and Registration Information

30 August 2006

Deadline for Full Papers

30 September 2006

Vilka givare behöver Ni?



Piezoelektriska,

Accelerometrar 1-ax, 3-ax
Kraftgivare 1-ax, 3-ax
Tryckgivare
Mikrofoner

Piezoresistiva,

Tryckgivare
Accelerometrar

Kapacitiva

Accelerometrar

 **PCB SCANDINAVIA AB**

Ring 08-444 38 70

E-post: info@pcbscandinavia.se

Deadline for normal registration fee

20 October 2006

Papers for the prepared sessions will be sent out
8 November

Studyvisit the sponsor companys

9 – 10 November 2006

Conference date

Chalmers, Gothenburg, Sweden

Language

The language of the conference is primarily English
but any Nordic language can also be used.

SVIB AU 4 planerar att hålla ett
symposium inom ramen för BNAM torsdagen
den 9 november.

Johan Granlund har rekryterat
föredragshållare till följande
diskussionsområden:

- § Vibrationsexponering av spädbarn
i samband med fordonsfärder i
transportkuvöser och babyskydd.
- § Finns det positiva effekter av
vibrationsexponering? Till exempel
genom träning på vibrationsbord
eller genom feedback via bilens ratt
eller för olika former av
rehabilitering.
- § Erfarenheter av de nya föreskrifterna
om yrkesmässig
vibrationsexponering.

§ Djurens välfärd. Kännande
varelser eller okänsliga varor?
Djurtransportutredningen m m.

SVIB AU 3 förbereder sig på att genomföra
en halvdags program.

Tomas Odebrant rapporterade på senaste
styrelsemötet att man diskuterat att
medverka med en session inom BNAM
företrädelsevis på fredagen den 10
november. Aktuella ämnen var:

- § City banan
- § Stomljud
- § Åtgärder för att minimera skador
på tredjeman
- § Redovisning av större byggprojekt
t ex Botniabanan och Flyttningen
av Kiruna.
- § Bergtäkter och problem i samband
med dem
- § Kopplingen mellan vibrationer och
sättningar
- § Göta tunneln. Hur gick det

Styrelsen uppdrog också åt Ole Døssing,
ROVSING Dynamics A/S och Alf Olsson,
SVIB att få ihop ett program om
vibrationsövervakning och tillståndskontroll
hos maskiner och på det området händer
det mycket som kan vara intressant att
redovisa.

Det finns således gott om uppslag från
SVIBs sida och förhoppningen är att BNAM
skall samla så många deltagare att man kan



RunAn - Stora Konferenssalen på Chalmers

fylla RunAn salen, Scania salen och Volvofoajén m fl på Chalmers.

Sen finns det mer:

Cranfield University,
www.cranfield.org.uk

Mechanical Shock Testing
3 day short course
26-28 April 2006

Practical Signal Processing
3 day Short Course
14 – 16 June 2006

MÜLLER – BBM

Frau Tanja Müller
Robert.Koch –Str. 11
82152 Planegg
Tel: +49 89 856 02 254
Fax +49 89 856 02 111

Einführung in die Fahrzeugakustik
Mesung, Analyse und Zielfindung,
Seminar 10 – 12 Mai 2006,

Modal Analysis
Basic Theory and Applications,
Seminar (in engl. Sprache)
16 16 mai 2006.

NAFEMS Contact Nordic
Alrbert Roger Oswald
Shillerstgraåe 6
D-85567 Grafing, Germany
Tel +49 8092 83550
email: nordic@nafems.org
www.nafems.org

Prediction and Modelling of Failure using
FEA

31 may – 1st June 2006 Copenhagen/
Roskilde, DK

Objectives

The seminar is intended as a forum for experts in the area of prediction and modelling of failure by using FEA. The event is accompanied by an exhibition of engineering software, computer systems, and related consultancy services. A comprehensive review of the current state-of-the-art and trends as well as of future challenges will thus be accessible to participants.

The 1st World Congress on Engineering Asset Management (WCEAM),

Inaugural conference and exhibition to be held at the Conrad Jupiters, Conference Centre, on the Gold Coast, Queensland, in Australia from 11 to 14 July 2006.

Much of the engineering infrastructure around the world has exceeded its design life. The long-term integrity of engineering assets depends fundamentally on the quality of their maintenance. Maintenance costs run into hundreds of billions of dollars per year around the globe. Corporations are now starting to focus on issues associated to physical asset management with the objectives of enhancing overall industry supply-security; and lowering of operating costs with increased reliability, profitability, integrity and sustainability. WCEAM provides many opportunities to practitioners and researchers to acquire and share knowledge of the latest technology in this important and growing field. These are in form of keynote speeches, paper presentations, workshops and a technology expo.

See further: <http://www.wceam.com>

Professor Joseph Mathew WCEAM 2006 Chair & Chief Executive Officer

CRC for Integrated Engineering Asset Management (CIEAM)

Level 7, O Block, Gardens Point Campus
Queensland University of Technology

2 George Street

BRISBANE QLD 4001

AUSTRALIA

Phone No: +61 7 3864 2410

Fax: +61 7 3864 4459

Mobile: 0418 769 633

Email: j.mathew@cieam.com

Och så till slut lite läsvärt:

Fundamentals of Struktural Dynamics

Revision of the classic introduction to structural mechanics by best selling author Roy Craig.

www.wiley.com 784pp £68,95 April 2006
0471 43044 7

ansvars besiktning ab

... har allt sedan etableringen 1972 varit verksam i konsultbranschen, huvudsakligen inom områdena som rör miljöstörningar.

... skall vara den självklara samarbetspartnern genom att utföra sina åtaganden i rätt tid till rätt kvalitet med ett högt miljötänkande och ekonomiskt motsvara kundens förväntningar. Detta åstadkommer vi genom ständig utveckling av spetskompetens inom våra teknikområden och stödsystem.

... är idag etablerade i Göteborg, Uddevalla, Malmö/Lund med huvudkontor i Stockholm.

... tillhandahåller kvalificerade tjänster inom:

- Riskanalys
- Besiktning
- Mätning
- Rådgivning
- 3:e manshantering – Juridik och skadehantering
- IT/IS databassystemet VIPNET™

Vipnet™ är ett Internetbaserat databassystem som hjälper till att hålla ordning och reda på miljöstörningar som buller, vibrationer, grundvatten, lutningar/sättningar, trafik, m.m.

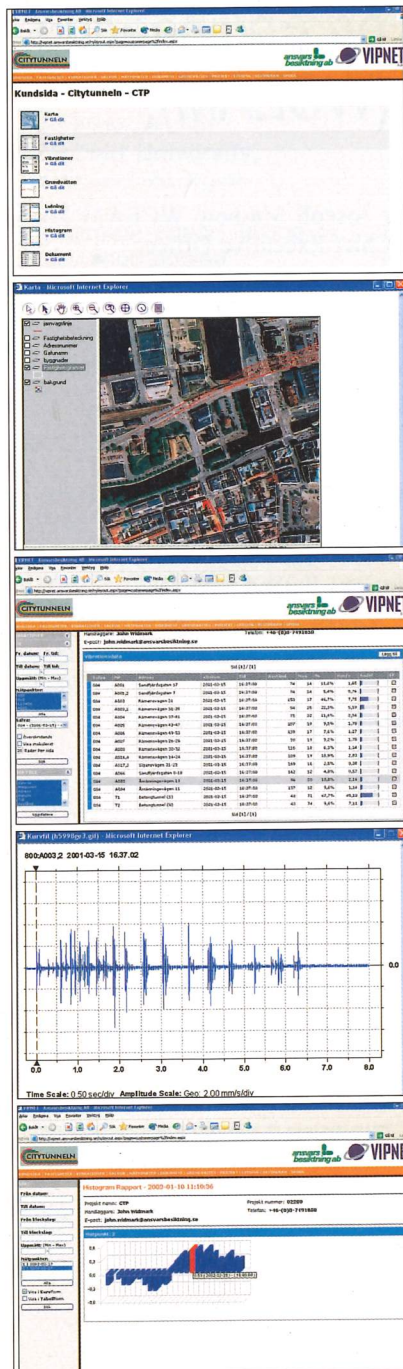
Vipnet™ och våra andra tjänster används idag på Citytunnelprojektet, Nordlänken, E4:an Uppsala – Mehedeby m

Ansvarsbesiktning AB

Besöksadress: Bisittargatan 24, Box 4105, 129 04 HÄGERSTEN
Tel. 08-749 18 50 | Fax 08-647 11 37

Adress: Herkulesgatan 3 A, 417 01 GÖTEBORG
Tel. 031-510 900 | Fax 031-510 985

E-post: info@ansvarsbesiktning.se | www.ansvarsbesiktning.se



SKANDINAVISKA VIBRATIONSFÖRENINGEN, SVIB

PROTOKOLL FRÅN ÅRSMÖTE, 2006

Närvarande:

Ylva Vidhög, Forsmarks Kraftgrupp,
Ole Døssing, Rovsing Dynamics,
Elisabet Blom ÅF Energi & Miljö,
Torbjörn Kloow Acoutronic,
Magnus Martin Almgren Ingemansson Technology AB,
Alf Olsson SVIB Norrtjänst AB,
Kjell Ahlin, BTH
Christian Madshus, NGI
Rolf Dandanell,
Johan Granlund, Vägverket Konsult
Rainer Massarsch, Vibisol Intern, AB
Thomas Lagö, Acticut International AB
Markku Juntunen, VTT
Mauri Möötänen, TKK
Mats Backholm, Vibkon AB

§1

Fastställande av dagordning

Den stadgeenliga dagordning med kompletteringar som sänts ut tillsammans med kallelsen och övriga årsmöteshandlingar godkändes.

§2

Val av mötesordförande och mötessekreterare

Till mötesordförande valdes Martin Almgren och till mötessekreterare Alf Olsson.

§3

Val av justeringsmän för dagens protokoll

Elisabet Blom och Rolf Dandanell utsågs att jämte ordföranden justera protokollet från årsmötet.

§4

Fråga om stämman blivit behörigen kallad

SVIBs verksamhetsberättelse, balans- och resultaträkningar samt budget hade sänts ut den 3 november per e-post tillsammans med kallelse och dagordning. Handlingarna hade också skickats per brev till vissa medlemmar som inte uppgivit e-postadress samt med förnyad e-post till dom vars e-postadress var felaktig. Därtill hade SVIBs årsmöte varit utlyst alltsedan inbjudan till Vibrationsdagen 2005 skickades ut.

Stadgarnas krav att kallelse skulle skickas ut högst sex och minst två veckor före årsmötet var således väl uppfyllda varför stämmans beslöts vara behörig.

§5

Avgående styrelsens redogörelse för verksamheten under det föregående verksamhetsåret

Ordföranden föredrog styrelsens berättelse för verksamheten för tiden 1 september 2004 - 31 augusti 2005. Under punkten Möten rättades ett felaktigt årtal och efter punkten Guldaccelerometern gjorde följande tillägg: "Föreningen tilldelade sin hedersbetygelse "SVIBs Guldnål" till Henry Sandström. Utdelningen förrättades i samband med Vibrationsdagen 2004 på Operaterrassen i Stockholm".

§6

Revisionsberättelse

Torbjörn Kloow läste upp revisorernas berättelse om föreningens räkenskaper och styrelsens förvaltning.

Årsmötet godkände med två beslut dels ersättningen till Torbjörn Kloow på 2500 kronor "som kom-

pensation för reskostnad i samband med rapportering till ordförande" dels revisionernas rekommendationer med anledning av den utförda granskningen. I övrigt hänvisas till revisionsberättelsen.

§7

Fastställande av resultat- och balansräkningar

Årsmötet godkände de redovisade resultat- och balansräkningarna.

§8

Beslut rörande ansvarsfrihet för den avgående styrelsen

Årsmötet beviljade också styrelsen ansvarsfrihet för det avslutade verksamhetsåret.

§9

Fastställande av budget för kommande verksamhetsår

På intäktssidan hade medlemsavgifter, 575 å 50 kronor upptagits till totalt 28 750 kronor och behållningen från Vibrationsdagen 2005 hade beräknats till 6 250 kronor. Kostnader för samma period uppgick till 21 000 kronor och bestod av föreningens korrespondens 5000:-, serviceavgifter för pensionärer och hedersledamöter 11 000:- och slutligen 5 000 kronor för styrelsen och arbetsutskotten därmed skulle verksamheten resultera i ett överskott på 14 000 kronor.

§10

Fastställande av föreningens årsavgift

Årsmötet beslöt bibehålla årsavgiften till 500 kronor men bestämde samtidigt att avgiften för pensionärer skulle höjas till 150 kronor.

§11

Val av ordförande för tiden t o m nästkommande årsmöte

Valberedningen, representerad av Mats Backholm informerade årsmötet om de kontakter han haft med Nils Åke Nilsson och övriga medlemmar i valberedningen som i sin tur samrått med de enskilda styrelseledamöterna och föreslog således omval av styrelsen.

Till ordförande för SVIB valdes Martin Almgren

som tillika utsågs att vara skattmästare.

Till vice ordförande valdes Ole Døssing.

Till sekreterare valdes Alf Olsson.

Till övriga ledamöter valdes Ylva Vidhög, Thomas Abrahamsson och Håkon Heyerdahl.

§12

Val av två revisorer och revisorssuppleant

Valberedningen föreslog omval av Torbjörn Kloow som revisorer för nästkommande verksamhetsår och Knut Bertelsen som revisorssuppleanter. Till ny ordinarie revisor föreslogs Ralf Corin. Valberedningens förslag godkändes.

§13

Tillsättande av en valberedning

Det förutsattes att Nils-Åke Nilsson kvarstod som sammankallande i valberedningen. Vidare omvaldes Leif Nielsen, DK och Mats Backholm, FI samt Elisabet Blom.

§14

Övriga ärenden

Ordförande hade föreslagit att frågan om föreningens arbetsordning och avtalet med SVIB Normtjänst AB skulle tas upp till översyn i synnerhet som stadgarna hade förordnade om att så skulle ske i samband med årsmötet. Ett förslag skulle tas fram av styrelsen.

Vid protokollet

Alf Olsson

Justeras:

Martin Almgren

Elisabet Blom

Rolf Dandanell

Ingemansson Automotive



Ingemansson Automotive provides specialized NVH (noise-vibration-harshness) engineering services to vehicle manufacturers and suppliers throughout the product development process, from the concept design to final hardware testing and refinement.

We cover all NVH areas such as:

- Full NVH attribute responsibility for vehicles, systems or components
- Advanced NVH simulation and testing
- NVH troubleshooting and problem solving
- NVH education and technology transfer projects
- Qualified NVH engineers on site

Ingemansson NVH specialists have helped a large number of leading manufacturers of vehicles, including cars, trucks, buses, trains, aircraft, ships and more.

With more than 40 years of accumulated experience, we excel in a track record of providing customized and cost-effective engineering solutions to any NVH issues.

Automotive NVH engineering is a highly complex discipline. Our large, well-trained specialist staff is therefore our most valuable asset. By using our advanced, state-of-the art simulation and multichannel testing resources, they always strive to deliver specialist services with the highest quality and productivity.

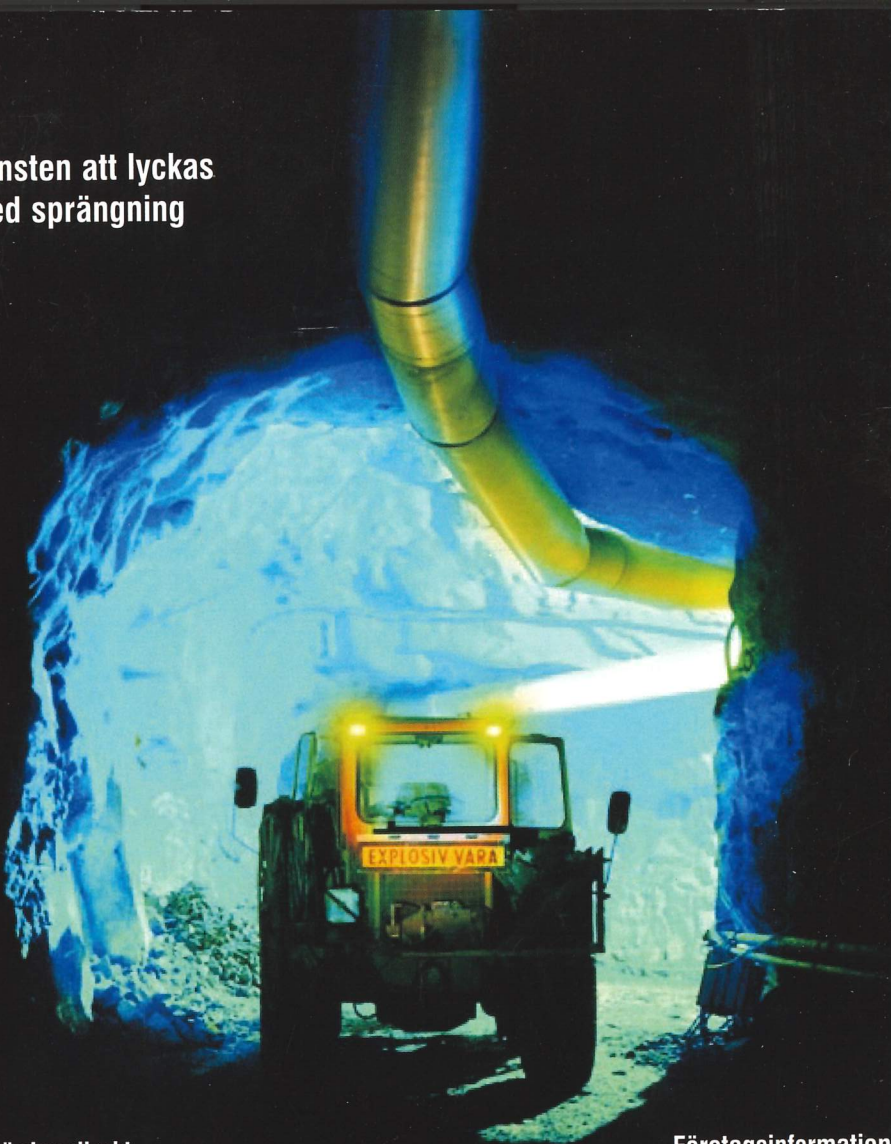
Being part of Ingemansson Technology AB also means that we can use the know-how of any of its nearly 100 noise and vibration experts and the network of qualified sub-consultants to deliver the best possible service value to our customers.

Leading expertise - Sound and Vibration
Ingemansson Technology AB. www.ingemansson.com

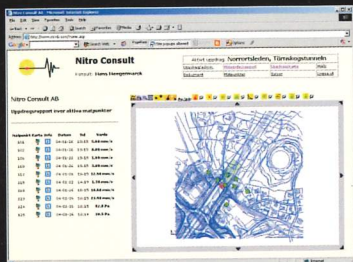


INGEMANSSON

Konsten att lyckas med sprängning



Mätvärden direkt



www.ncvib.com

Företagsinformation

Nitro Consult AB
Kärlöf 10, januari 2014

Välkommen!
Nitro Consult är ett konsultföretag inom bygg och infrastruktur. Vi erbjuder en bred palett av tjänster, från rådgivning till projektering och utförande. Vår kompetens och erfarenhet gör oss till en pålitlig partner för våra kunder.

Vår verksamhet
Vi arbetar med alla typer av bygg- och infrastrukturprojekt, från små bostadsprojekt till stora infrastrukturprojekt. Vår kompetens och erfarenhet gör oss till en pålitlig partner för våra kunder.

Vår organisation
Vi har en stark och erfaren ledning, som är stödd av en kompetent och motiverad personal. Vår organisation är byggd för att kunna hantera stora och komplexa projekt.

Vår historia
Nitro Consult har en lång och rik historia. Vi har varit med om att bygga många av Sveriges största infrastrukturprojekt, och vi har alltid varit en del av den svenska byggindustrin.

Kontakta oss
Fyll i formuläret nedan så kommer vi att återkomma till dig så snart som möjligt.

Logga in

www.nitroconsult.se



Nitro Consult