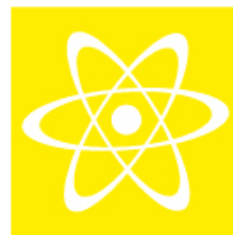
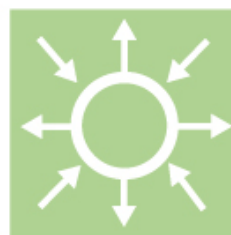




SVENSKT VATTENKRAFTCENTRUM

Utveckling av mät- och analyismetoder samt normer för vibrationer på vattenkraftsaggregat

Elforsk rapport 12:70



Jan-Olov Aidanpää mfl.

December 2012

ELFORSK

Utveckling av mät- och analysmetoder samt normer för vibrationer på vattenkraftsaggregat

Elforsk rapport 12:70

Förord

Denna rapport beskriver ett utvecklingsprojekt inom mätteknik och analysmetoder samt utveckling av vibrationsnormer för vattenkraftsaggregat. Projektet som pågått inom SVC sedan 2010 har bidragit till nationell och internationell utveckling av normer för vibrationer, arbetet har även lett fram till nya analysmetoder för att analysera laster i vattenkraftsrotorer utifrån mätningar av vibrationer.

Rapporten är i huvudsak skriven av Jan-Olov Aidanpää, Jonas Karlsson och Anders Bard men bygger på arbeten som utförts på LTU, VRD och normgruppen TK4. I arbetet har förutom Jan-Olov Aidanpää (LTU), Jonas Karlsson (SWECO) och Anders Bard (SWECO) också ingått: Rolf Gustavsson (VRD), Mattias Nässelqvist (VRD), Daniel Sjöberg (SWECO), TK4 gruppen samt studenterna Erik Synnegård och Mia Forsblom från projektkursen inom Tillämpad Mekanik/Teknisk Fysik.

Svenskt Vattenkraftcentrum, SVC, som är ett kompetenscentrum för utbildning och forskning inom vattenkraftområdet har finansierat projektet.

SVC etablerades av vattenkraftindustrin, Statens Energimyndighet, Svenska Kraftnät tillsammans med Luleå tekniska universitet, Kungliga tekniska högskolan, Chalmers och Uppsala universitet. Medverkande företag är Andritz Hydro, E.ON Vattenkraft Sverige, Fortum Generation, Holmen energi, Jämtkraft, Karlstads Energi, Linde Energi, Mälarenergi, Skellefteå Kraft, Sollefteåforsens, Statkraft Sverige, Statoil Lubricants, Sweco Infrastructure, Sweco Energuide, SveMin, Umeå Energi, Vattenfall Research and Development, Vattenfall Vattenkraft, VG Power och WSP.

Ytterligare information finns på programmets hemsida www.svc.nu.

Stockholm, februari 2013

Cristian Andersson
Programområde Vattenkraft
Elforsk

Joel Sundström
Programområde Vattenkraft
Elforsk

Sammanfattning

Inom Svenskt Vattenkraftcentrum (SVC) beslutades 2010 ett projekt att utveckla mät-, analysmetoder och normer för vattenkraftsturbiner. Inom mätteknik var det oklart hur man ska mäta vibrationer och verifiera egenfrekvenser för turbinerna. Inom normer pågår ett internationellt samarbete för att utveckla normer för vattenkraftsturbiner. Projektet bidrar till att maskinernas funktion kan säkerställas och att utveckla internationella normer som är anpassade till vattenkraftturbiner.

I resultaten har följande punkter analyserats;

- Utvärdering av ISO/IEC's databas
- Fyrgivarmetoden
- Fysikaliskt samband från databasen
- Fysikaliskt samband från fyrgivarmetoden
- Harmonisering mellan ISO 10816-5 och 7919-5
- Dimensionerande lagerlaster
- Doktorandprojekt
- Egenfrekvenser från mätdata

Samtliga punkter har behandlats men vissa punkter har dock ej kunnat slutföras helt. Mätresultat kommer att analyseras och normarbetet kommer att fortsätta under 2013. Arbetet har dock bidragit till utveckling av mättekniken och vi är idag en ledande part i det internationella normarbetet för vattenkraftsturbiner.

Summary

Within the Swedish hydropower center (SVC) a project was decided 2010 on development of measuring technique, analysis, and development of international standards for hydro power turbines. Today, there is not clear methodology on how to measure vibrations or to verify eigenfrequencies of the rotors. An international collaboration is ongoing in the area of standardization for vibrations in hydropower rotors. This project has contributed to the verification of the functionality of hydropower rotors and to the development of international standards adapted to hydropower rotors.

In the report the following areas have been studied

- Evaluation of the ISO/IEC's database
- Fore gauge measurements
- Physical relations in the data base
- Physical relations from four gage measurements
- Harmonization of ISO1940, ISO 10816-5 och 7919-5
- Design loads for journal bearings
- PhD project
- Eigenfrequencies from measurements

Even if all the targets above have been studied, some parts have not been fully completed yet. Measurements are still being evaluated and the standardization work will continue during 2013. The project has contributed to the development of measuring technique and we are today a leading partner in the international work of developing standards for vibrations in hydropower rotors.

Innehåll

1	Inledning	1
2	Ursprunglig projektplan	2
3	Genomförda delprojekt	4
3.1	Utvärdering av ISO/IEC's databas	4
3.2	Fyrgivarmetoden	5
3.3	Fysikaliskt samband från databasen	6
3.4	Fysikaliskt samband från fyrgivarmetoden.....	6
3.5	Harmonisering mellan ISO1940, ISO 10816-5 och 7919-5.....	7
3.6	Dimensionerande lagerlaster	7
3.7	Doktorandprojekt	7
3.8	Egenfrekvenser från mätdata	7
4	Slutsatser	9
5	Referenser	10
6	Analysis of Vibration Database	11

1 Inledning

Dagens vibrationsnormer (ISO 7919-5 och 10816-5) har visat sig vara mindre lämpade för vattenkraftsaggregat. Internationellt pågår idag ett projekt för utvecklingen av dessa och Sverige har en framträdande roll i detta arbete. Genom examensarbeten [1] och konsultprojekt (SWECO) har vi under 2009 försökt fastställa i vilken grad dagens normer kan tillämpas och hur dessa skulle kunna utvecklas. Jämförelser har gjorts med framförallt Ryska och Kanadensiska normer men korrelationen visade sig vara låg mellan norm och verkliga problemmaskiner. I dessa projekt utvärderades en internationell databas för vattenkrafts-aggregat. Databasen visade sig ha flera brister t ex avsaknad av information i viktiga kolumner, för få maskiner och dålig indikation på vilka maskiner som hade problem.

På Vattenfall R&D genomfördes två projekt (CEATI+egenfinansierat projekt) där ett aggregat (Forsmo) instrumenterades rikligt [2,3]. Då lastceller infördes så kunde även lasterna mätas tillsammans med vibrationerna. Från dessa rapporter kunde ett tydligt samband tas fram som visar att genom att inkludera beräkningsmodeller kan en stark korrelation fås mellan axelrörelser och verkliga laster. Idéer till flera nya intressanta mätmetoder togs fram men dessa bör utvärderas vidare. En sådan metod var att mäta axelrörelser med fyra givare istället för två. Genom att mäta med fyra givare kan både statisk och dynamisk last beräknas. Dagens metoder ger enbart dynamisk förskjutning varför den verkliga lagerlasten är okänd. Fördelen med att enbart mäta med två givare är att en maskin kan anses ha god dynamik samtidigt som lager och bärande strukturer överbelastas. Genom att mäta på fler aggregat skulle vi kunna visa att metoden fungerar på även andra aggregat och inte enbart Forsmo.

En enkel metod för att mäta egenfrekvenserna för en rotor vore en bra utveckling för branschen. Genom en sådan metod skulle vi enkelt kunna verifiera att beräkningarna vi gör har en riktig modell. I detta projekt föreslås en enklare studie för att utvärdera olika metoder. Efter de första studierna av databasen så har den uppdaterats med många fler maskiner. Därför föreslås detta projekt för utvärdering av den uppdaterade databasen, utveckling av mätmetoder och förslag till doktorandprojekt inom mätteknik och normer. Arbetet har i huvudsak att genomföras tillsammans med VRD och SWECO men övriga parter inom TK4 har starkt bidragit till projektet.

Rapporten är i huvudsak skriven av Jan-Olov Aidanpää men bygger på arbeten som utförts på LTU, VRD, Sweco och normgruppen TK4. I arbetet har förutom Jan-Olov Aidanpää (LTU) också ingått: Rolf Gustavsson (VRD), Mattias Nässelqvist (VRD), Anders Bard (SWECO), Jonas Sjöström (SWECO), TK4 gruppen samt studenter Erik Synnegård och Mia Forsblom från projektkursen inom Tillämpad Mekanik/Teknisk Fysik. Resultatet kommer att användas av arbetsgruppen TK4 som är aktiva inom det nationella och internationella normarbetet inom vattenkraftteknik.

2 Ursprunglig projektplan

Avsikten med projektet var att utveckla området normer och mätteknik för vibrationer av vattenkraftsaggregat. I tidigare projekt har en internationell databas analyserats och vi kom fram till stora brister i både databasen och normerna. Därefter har databasen uppdaterats med många fler maskiner varför det fanns anledning att gå igenom och studera om de nya mätvärdena ger intressant information. Parallellt med denna studie föreslogs att givare monteras i minst ett vattenkraftsaggregat för att utvärdera vibrationsmätning med 4 givare.

Projektet delar redovisas nedan

1. Genomgång och analys av ISO/IEC's databas för vibrationer i vattenkraftsaggregat. Under 2009 genomfördes ett examensarbete på LTU [1] och ett projekt på SWECO där denna databas studerades. Flera brister påpekades och vi kunde ej finna någon korrelation mellan mätdata och skadliga vibrationer. Däremot hittades viss korrelation mellan axelkast och turbin/generator diameter. Beträffande lagerhusvibrationer genomfördes ingen analys beroende på för få indata. Idag har denna databas uppdateras varför det finns anledning att studera om den idag har mer tillförlitlig information. Arbetet genomförs i två steg där första steget innebär en genomgång av databasen för att se om dagens information är bättre. Den utökade databasen ger oss nya möjligheter att söka samband mellan exempelvis vibrationshastighet på lagerhus och axelrörelser. I databasen finns det fortfarande väldigt få data för problemaggregat vilket betyder att vi sannolikt får koncentrera arbetet på att söka upp vilka kombinationer av parametrar som ger bäst korrelationer och söka fysikaliska förklaringar på dessa samband. Det kan skapa förutsättningar att längre fram i projektet hitta gränser för skadliga vibrationer. Vi kommer att analysera mot ett antal nya parametrar som inte använts tidigare exempelvis "utnyttjat lagerspel". Genom de insikter vi kommer att få genom att analysera databasen och hitta bra korrelationer hoppas vi kunna hitta fysikaliska samband som i nästa steg kan relateras till påkänningar och krafter. (150kr)
Om data har förbättrats skall steg två genomföras där noggrann analys utförs och resultaten utvärderas mot befintlig norm, Kanadensisk norm och Ryska norm. Beslut om steg två fastställs av referensgruppen. (150kr)
2. Fyrgivarmetoden testas och utvärderas på en anläggning. Sambandet mellan kraft och axelförskjutning beskrivs. Utveckling av mätmetod kommer även att ske på LTU i en enklare testrigg. (Examensarbete samt seniora forskare LTU och VRD)
3. Fysikaliskt samband mellan vibrationshastighet och påkänning formuleras (SWECO)
4. Fysikaliskt samband mellan kraft och axelförskjutning formuleras (LTU,VRD). 4G-metoden kommer förhoppningsvis att kunna skrivas in i den nya normen som en metod som ska tillämpas om

vibrationsnivåer och axelrörelser överskrider normens gränsvärden. Det behövs dock fler bevis på metodens tillförlitlighet till exempel i form av de mätningar som ska genomföras i detta projekt. Metoden skall kunna uppskatta både statisk och dynamisk last på maskinen.

5. Harmonisering mellan ISO1940, ISO 10816-5 och 7919-5, problem och möjligheter. Denna fråga diskuteras internationellt och vi kommer att ge våra synpunkter på dessa normer och deras harmonisering. (VRD,LTU).
6. Dimensionerande krafter för lager redovisas av leverantörerna. Under rotorworkshops kommer vi att ta upp frågan om dimensionerande krafter för lager med leverantörerna. Avsikten är att vi ska kunna få en gemensam bild över hur dessa lager är dimensionerade för att vi ska kunna veta den tillåtna lasten. (LTU, VRD med input från Andritz, Alstom, Voith)
7. Formulering av ett doktorandprojekt inom mätteknik och normer. Från projektet kommer forskningsfrågor att formuleras så att vi kan få en doktorand inom området mätteknik och normer. Tanken är att denna doktorand skall kunna arbeta med de data som vi tagit fram i mätningen och även kunna planera in nya mätningar.
8. Vid mätningarna på aggregatet kommer vi att studera om egenfrekvenserna kan mätas. Olika excitations laster kommer att studeras med målet att finna en enkel metod att mäta dessa.

I de efterföljande sektionerna kommer dessa punkter att redovisas så att 2.n motsvarar den n^{te} punkten i ovanstående lista.

3 Genomförda delprojekt

Nedan beskrivs kort resultaten från respektive delprojekt. För djupare information hänvisas läsaren till Appendix.

3.1 Utvärdering av ISO/IEC's databas

En statistisk baserad analys har genomförts på de internationella vibrationsdatabaserna "Vib_DB_Revision_E¹ och Vib_DB_Revision_F²". Revision E innehåller 2392 rader, medan revision F innehåller 2472 rader där varje rad är motsvarar en mätning. Databasen innehåller alla typer av vattenkrafts aggregat (även pumpkraftverk) och ofta fler än en mätning på varje maskin. Tidigare studier av databasen har genomförts av Luleå tekniska universitet 2009 [1] och i ett tidigare SWECO projekt. En rad olika brister lyftes fram och ingen korrelation mellan mätta storheter och farliga vibrationer kunde fastställas för stationära delar kunde ingen analys genomföras på grund av brister i databasen.

Dagens databas har utökats vilket möjliggör ytterligare analys. I denna studie presenteras arbetet från den nationella Svenska arbetsgruppen. Arbetet har genomförts i tre steg;

1. Bedöma giltigheten i dagens databas för att se om data har förbättrats.
2. Analysera databasen mot ett antal parametrar för att studera korrelation och fysikalisk förklaring.
3. Analysera ofiltrerad data av den senaste versionen av databasen.

Ingen tydlig korrelation kunde upptäckas mellan vibrationsnivå och specifika parameter som fallhöjd, rotationshastighet, radiellt lagerspel och turbindiameter. Analysen visar däremot att en framtida standard måste skilja mellan turbintyp (Francis, Kaplan, Bulb, Pelton och Pump) och mellan lagerpositionerna. Lämpligt är även att skilja mellan vertikala och horisontella maskiner.

Den statistiska analysen visar att uppmätt data har en Burr-fördelning. Referensvärden för vibrationer föreslås basera på medianvärde för turbin och generatorlager. Åtgärder skall utföras på maskiner om uppmätt vibration överstiger 1.6 och 2.5 ggr referensvärdet:

- 1.6 ggr referensvärdet motsvarar grovt 75% percentil
- 2.5 ggr referensvärdet motsvarar grovt 90% percentil

Föreslagna gränser är betydligt lägre än i dagens standard och en fördjupad analys kan utföras för att fastställa tydligare referensvärden. Studie av problemmaskiner visade sig ha en spridning över stora vibrationsintervall. Problemmaskiner visade sig inte ha större vibrationer än normala maskiner. Dock ökar antalet problemmaskiner med vibrationsnivån. Vid 2.5 ggr medianvärdet ökar andelen problemmaskiner signifikant. Detta indikerar att nivån 1.6 och 2.5 ggr medianvärdet kan vara rimliga nivåer för åtgärder.

Resultaten från studien har presenterats internationellt (IEC, ISO) där en ny internationell standard för vattenkraftsturbiner diskuteras. Hela rapporten finns presenterad i Appendix 1.

3.2 Fyrgivarmetoden

Fyrgivarmetoden har studerats grundligt i Forsmo, egen testrigg i Älvkarleby och i Porjus U9. Metoden installerats idag på fler Vattenfalls maskiner med gott resultat. På grund av brist på studenter senaste åren har vi ej lyckats få någon exjobbare att studera problemet utan arbetet har skett med seniora forskare på LTU och VRD (Appendix II). Fördelen med fyrgivarmetoden är att vi förutom vibrationer får fram även den statiska förskjutningen i lagren. Ytterligare fördelar är att man utöver förskjutningar kan följa termiska deformationer i mätområdet. I de mätningar som utförts har vinkeln mellan givarna varit 90 grader.

Oavsett om mätningen är absolut eller relativ (t ex mätning från lagerhuset) så kan krafterna beräknas om styvheten är känd. Genom att anta att lagerhusets dynamik är försumbar i förhållande till rotorn så kan krafterna tämligen enkelt beräknas. För en absolut mätning beräknas lagerstyvhet+ bärande strukturers styvhet+ omgivande strukturers styvhet till en total styvhet. Vid en relativ mätning från lagerhuset så räcker det med att ta fram lagrets styvhet. Därmed kan lasten beräknas med god noggrannhet.

Vid mätning av förskjutning från lagerhuset så får vi dessutom ut det utnyttjade lagerspelet. Detta är ett bra mått på belastningen i strukturen och skulle kunna användas som ett systemoberoende värde på tillåten last. En riktvärde för en övre gräns är ca 60% lagerspel då detta är en gräns för flertalet glidlager.

Metodik:

Om vi har fyra förskjutningsgivare (u_1 - u_4) separerade 90 grader från varandra så kan vi enkelt ta fram ett uttryck för förskjutningen. Se figur 1.

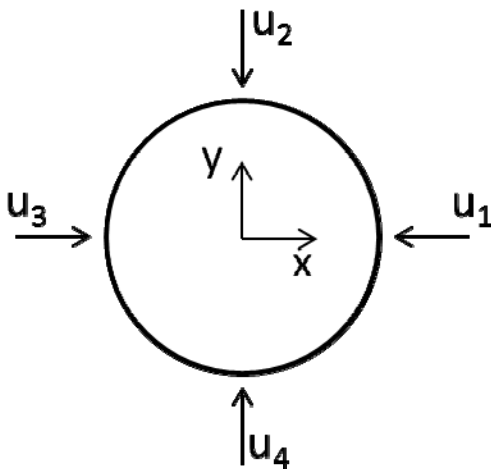
Förskjutningen i x- och y-led kan då tecknas

$$u_x = \frac{u_3 - u_1}{2} ; \quad u_y = \frac{u_4 - u_2}{2}$$

När systemet tas i drift utförs en lagertryckning för att bestämma lagercentrum så att $u_{1,2,3,4} = 0$ motsvarar att axeln är i centrum av lagret. Då vi tar förhållandet mellan två givare mot varandra får vi även en temperaturkompensering så att vi ej får med termisk expansion. Den radiella termiska expansionen (ut) får vi genom att beräkna

$$ut_x = \frac{u_3 + u_1}{2} - \Delta_x ; \quad ut_y = \frac{u_4 + u_2}{2} - \Delta_y$$

Där Δ_x och Δ_y är det initiala medelvärdet från de två motstående givarna.



Figur 1: Fyrgivarmetoden

Metoden kan likväl utföras med tre givare men det medför ett lite mer besvärligt montage då 90 grader i regel är något enklare att genomföra.

En djupare beskrivning finns i referenserna [3,4]

3.3 Fysikaliskt samband från databasen

Analysen visar att mätningar av både axel rörelse och vibrationshastighet i databasen ej korrelerar till studerade parametrar. Fysikaliska samband är därmed ej lätt att hitta från databasen. Vissa samband har dock kunnat fastställas vilket redovisas i Appendix I.

3.4 Fysikaliskt samband från fyrgivarmetoden

Under 3.2 beskrevs hur lasten kan beräknas från mätningar av axelns förskjutning enligt fyrgivarmetoden. Styvheterna kan antingen beräknas eller tas från underlaget till de dynamiska beräkningarna för maskinen. I regel redovisas värdena som beräknats för lagren och omgivande strukturers styvhet. Från förskjutningarna kan därmed lasterna på lagren beräknas för hela strukturen. Därmed finns ett klart fysikaliskt samband mellan mätningar av förskjutning och laster på strukturen. Med hjälp av dessa laster kan hållfastheten beräknas för maskinen och därmed kan en säker drift säkerställas. Jämförelse mellan uppmätt kraft och predikterad från uppmätt förskjutning finns beskriven i referens [2]

3.5 Harmonisering mellan ISO1940, ISO 10816-5 och 7919-5

Frågan om harmonisering av normer har varit en stående fråga både nationellt och internationellt de senaste åren. Arbetet i detta projekt har starkt bidragit till utvecklingen av dessa normer och idag har vi ett omarbetat förslag som skall presenteras internationellt. Medlemmar i TK4 ingår i den internationella tekniska kommittén där sammanslagningen av ISO 10816-5 och ISO 7919-5 pågår inom arbetsgrupp 1 (ISO/TC 108 och IEC-TC4). De Svenska kommentarerna skickas in 2012-12-17 och minst en remiss till kommer att skickas ut innan en ny sammanslagen norm kan skapas. Balanseringsnormen ISO 1940 kvarstår som en separat norm då den ej är direkt kopplad till vibrationsnormen.

3.6 Dimensionerande lagerlaster

I projektet har en beräkningsgrupp bildats med leverantörer konsulter och ägare samt universitet. Rotordynamiska problem har diskuterats och kurser har anordnats för ägare och beräknare. Frågan om dimensionerande laster har diskuterats men någon slutsats har inte kunnat fastställas. Normalt är dock inte lagren den begränsade faktorn för systemet utan det är oftast andra delar i systemet som går sönder.

Efter att systemets laster har fastställts bör konstruktionen gås igenom för att fastställa vilka delar som begränsar hållfastheten. Då varje maskin är unik blir detta en separat studie för varje maskin.

3.7 Doktorandprojekt

Initialt var tanken att vi inom projektet skulle ta fram frågor som skulle kunna leda till ett doktorandprojekt. Då Mattias Nässelqvist tillsammans med Rolf Gustavsson arbetat med dessa frågor i flera artiklar så anser vi idag att den viktiga forskningen i detta område redan har genomförts. Arbetena har besvarat vikten av fyrgivarmetoden, problem med vibrationsövervakningssystem, mätmetoder för kraftmätning i lager och metoder att beräkna lagerlast från uppmätta förskjutningar.

Nästa doktorandprojekt föreslås istället ta fram metoder för att simulera start och stop för vattenkraftsaggregat så att lasterna på systemet kan studeras. Därmed kan livslängden analyseras för olika komponenter i systemet.

3.8 Egenfrekvenser från mätdata

Porjus U9 har i ett tidigare projekt instrumenterats rikligt för att kunna mäta ett flertal storheter i systemet. En del av mätresultaten behandlar vibrationsmätning och laster. Dessa data analyseras fortfarande för att fastställa om egenfrekvenser kan mätas genom normala lastväxlingar. Som stöd till dessa utvärderingar har en projektgrupp inom tillämpad mekanik och teknisk fysik (Erik Synnegård och Mia Forsblom) arbetat med simuleringar av Porjus U9 för att kunna se var och hur egenfrekvenser skall mätas.

Latfallen som studerats är

- Impulslast i lager
- Excitation med en exciter i olika punkter på systemet
- Bredbandig excitation i turbinen
- Avmagnetisering

Responsten har studerats i olika delar av systemet i form av acceleration, hastighet och förskjutning. Utöver detta har töjningsmätningar utvärderats.

Impulslast:

En impulslast i lagret visade sig ge en mycket svag respons i rotorn. Även för laster upp till 100kN under kort tid gav obefintlig respons varför det ej ansågs som en möjlig metod att kunna mäta egenfrekvenser.

Exciter:

Exciter visade sig ge en bättre signal på systemet. Tre egenfrekvenser kan detekteras vid förskjutningsmätningar i lagren. Metoden verkar ge ett gott resultat men praktiskt så är relativt tung utrustning och det kan vara svårt att få tillstånd från kraftverksägaren. Lasten vi använt är 100kN.

Turbinexcitation:

Då turbinen körs under ogynnsamma förhållanden är det tänkbart att bredbandig excitation kan skapas. Därför studerades även om excitation i turbinen kan användas för att mäta egenfrekvenser. Resultaten visade att endast första egenfrekvensen kan ses. Dessutom har mätningar från Porjus U9 ej kunnat påvisa att excitationen varit bredbandig. Därmed kan metoden anses som mindre lämplig för mätning av egenfrekvenser.

Avmagnetisering:

Om magnetiseringen släpps plötsligt kommer de magnetiska lasterna att ge en plötslig excitation på rotorn. Simuleringarna visar att detta är en fullt möjlig metod för att finna de tre första egenfrekvenserna.

Slutsats:

Av de studerade fallen visar det sig att exciter eller plötslig avmagnetisering är de metoder som är mest lämpliga. Bägge metoderna ger en signal för de tre första egenfrekvenserna men av praktiska skäl vore det en stor fördel om avmagnetisering kunde användas. Det måste dock undersökas om det är ett rimligt antagande att magnetiseringen kan släppas tillräckligt snabbt. Arbetet från TM-projektet kommer att slutredovisas i januari. Mätningarna i Porjus kommer att utredas vidare under början av 2013. Ett problem var att vi var tvungna att kalibrera om lastcellerna som gett lite underliga resultat.

4 Slutsatser

Projektet har genom statistisk analys av uppmätta databaser och forskning tagit fram fysikaliska relationer mellan förskjutning och last i vattenkrafts rotor. Bristen på korrelation mellan parametrar och uppmätta vibrationer eller problem är dock ej lätt att förklara. Databasen ger dock information om vad som är normala vibrationer i vattenkrafts aggregat.

Fyrgivarmetoden har utvärderats på tre maskiner och resultatet visar att betydligt mer information kan fås från mätningarna. Förutom dynamisk last kan termiska deformationer och statisk last beräknas från mätningarna. Detta medföra att belastningen på strukturen kan utvärderas.

Fysikaliskt samband är ej lätt att se från databasen medan fyrgivarmetoden ger en mycket god prediktering av lasterna från förskjutningsmätningar om styvheter är kända.

Harmonisering mellan ISO 10816-5 och 7919-5 pågår internationellt där Sverige har en betydande roll genom detta projekt. Normen ISO 1940 har dock lämnats som en separat norm då den är en ren obalansnorm som ej är tydligt kopplad till vibrationsnormen.

Då projektet genomförts inom befintliga doktorandprojekt har vi ej sett behov av att initiera nya doktorandprojekt i området. Det finns större behov av att studera transienta förlopp så som start och stopp för att bedöma livslängd.

Metoder att studera egenfrekvenser i vattenkraftsrotorer har undersökts i ett projekt inom tillämpad mekanik och teknisk fysik. Projektet var att genom simuleringar undersöka hur egenfrekvenser skall mätas och vad som skall mätas. Resultaten visar att en exciter ger goda resultat men det krävs 100kN excitationskraft. Ett nästan lika gott resultat kan uppnås genom att plötsligt släppa magnetiseringen i rotn. De tre första egenfrekvenserna bör kunna avläsas i de efterföljande vibrationerna.

Normarbetet och analysen av data från Porjus U9 kommer att fortsätta under 2013 varför vi framöver kommer att kunna fastställa än tydligare slutsatser.

5 Referenser

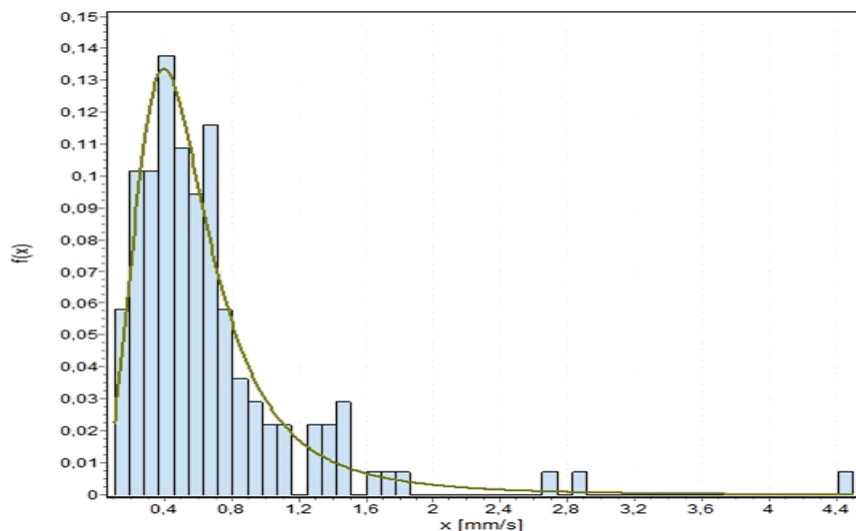
- [1] Junnosuke Oguma, Utvärdering av vibrationer inom vattenkrafts normer, Examensarbete LTU 2009, LTU-EX--09/039—SE.
- [2] Mattias Nässelqvist, Rolf Gustavsson, Jan-Olov Aidanpää, "Bearing load measurement in a hydropower unit using cylindrical strain gauges installed inside pivot pins", *Experimental mechanics*, 2011, pp. 1-9.
- [3] Mattias Nässelqvist, Rolf Gustavsson, Jan-Olov. Aidanpää, "A Methodology for Protective Vibration Monitoring of Hydropower Units Based on the Mechanical Properties", *Accepted for publication in Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*
- [4] Mattias Nässelqvist, M, "Simulation and characterization of rotordynamic properties for vertical machines", Doctoral thesis, Luleå University of Technology, ISSN: 1402-1544;2012:1402-1544; 2012

ANALYSIS OF VIBRATION DATABASE

ISO/TC 108/SC 2 & IEC/TC 4 - JWG1 Vibration of Hydraulic Machines Revision and integration of ISO 7919-5 and ISO 10816-5

TK4 Vibration database – Analysis of Vibration Database

IEC and ISO are supporting an international workgroup for revising the current mechanical vibration standard for hydraulic power generating and pumping plants (ISO/IEC 7919-5 and 10816-5). Swedish delegates are Åke Grahn and Anders Bard. A Swedish sub-group has been formed for dealing with this topic.



Sundsvall 16 November 2012

Jonas Karlsson

Reviewed by

Anders Bard

TABLE OF CONTENTS

1	Database	3
2	Filtering of data	3
3	Analyzing method	5
4	Database analysis	6
4.1	Head	6
4.2	Runner nominal speed	10
4.3	Runner diameter	13
4.4	Radial bearing clearance	16
4.5	General observations	18
4.6	Physical approach	19
4.7	Statistical approach	19
4.8	Analysis of database revision F	25
4.9	Comparison of median values between database revision E and F	27
4.10	Distribution of measured values and units marked as “problem”	29
5	Conclusions	32
6	Future work	34
7	References	35
	Appendix 1	36
	Appendix 2	44

Appendix 1 – Plots of database analysis (rev E)
Appendix 2 – Distributions for each data set (rev E)

1 Database

As a statistical foundation for the revised standard an international vibration database have been developed. The analyses performed in this report are based on the database versions Vib_DB_Revision_E¹ and Vib_DB_Revision_F². Revision E contains 2392 rows, whereas revision F contains 2472. Every row corresponds to one measurement. The database contains measurements on all types of hydraulic power generating and pumping machines and commonly more than one measurement on each machine.

Earlier revisions of the database have been evaluated through a master thesis, performed at Luleå University of Technology in 2009, and a project work at SWEKO. A number of shortages were highlighted and no correlation between measured values and dangerous vibration levels could be found. For stationary parts, no analyses were made due to lack of measurement data in the database. Present database has been expanded which proposes further study of the database.

This report describes the analysis work carried out by the Swedish national workgroup and the preliminary results this has led to. The work has been conducted in three steps:

1. Establish an assessment for the validity of the current database to see if data had improved.
2. Analyse the database versus a number of different parameters in order to find correlations and physical explanations on the findings.
3. Analyse an unfiltered and more resent version of the database.

2 Filtering of data

The database contains numerous machines with more than one measurement. In order for the statistics to be comparable each machine must be given equal weight. Because of this the database has been filtered so that only one measurement per machine remains. The most excluding filtering condition was that rows not containing both bearing vibrations and shaft oscillations were removed. The remaining measurements are chosen in order that it only contains vertical machines of the type Kaplan and Francis, for the type Bulb also horizontal machines are included. For the parameter "relative output at measurement" all measurements outside the interval below were excluded.

- Francis: 70-100%
- Kaplan: 50-100%
- Bulb: 0-100%

It was desirable to use measurements done close to the operation point at maximum efficiency. Due to lack of relative flow data, this operation point was not possible to define for all measurements. The parameter "ISO machine group" was considered and for the types Kaplan and Francis, measurements with value 1 and 2 were filtered out. For Bulb

¹ Corresponds to Vib_DB_Revision_E-(2010-09-20)

² Corresponds to Vib_DB_Revision_F-(2011-11-24)

no filtration of this parameter was done. Table 1 below shows the number of remaining measurements after filtration.

Type	Generator guide bearing non drive end				Generator guide bearing drive end				Turbine guide bearing			
	Shaft		Bearing		Shaft		Bearing		Shaft		Bearing	
	Smax	Sp-p	Sp-p	VRMS	Smax	Sp-p	Sp-p	VRMS	Smax	Sp-p	Sp-p	VRMS
Bulb	5	3	3	7	5	2	4	7	9	2	4	6
Francis	146	37	9	114	142	26	7	106	146	65	12	138
Kaplan	41	20	3	36	43	15	2	33	46	32	7	46

Table 1: Number of existing measurements after filtration

As can be seen from Table 1 only a fraction of the measured data remains after the filtration. Earlier reports concluded that few measurements included vibration data on both rotating and stationary parts. With revision E this has been improved, see table 2 below.

Type	Generator guide bearing non drive end		Generator guide bearing drive end		Turbine guide bearing	
	Spp or Smax + bearing housing vibration displacement	Spp or Smax + bearing housing vibration velocity	Spp or Smax + bearing housing vibration displacement	Spp or Smax + bearing housing vibration velocity	Spp or Smax + bearing housing vibration displacement	Spp or Smax + bearing housing vibration velocity
Bulb	2	3	1	5	4	5
Francis	7	100	5	92	10	114
Kaplan	0	25	0	25	4	34

Table 2: Number of measurements on both rotating and stationary parts

Although the database has been improved, still it suffers from inconsistency. For this reason the data set varies depending on the chosen parameter.

In the database revision F all data was considered during the analysis. For consistency a separation between machine types and shaft orientation was done. Also, units marked as "problem" was analysed separately. Francis-, Kaplan- and pump-units which had undefined shaft orientation was assumed to be vertical if the runner diameter exceeded 2 m. Bulb-units which had undefined shaft orientations was assumed to be horizontal if the runner diameter exceeded 2 m.

Table 3 below summarizes the separation of data.

Type	Shaft orientation	Total number	Problem units
Pelton	horizontal	73	14
	vertical	67	4
	undefined	5	0
	total	145	18
Francis	horizontal	161	7
	vertical	1219	129
	undefined	45	31
	total	1425	167
Kaplan	horizontal	10	4
	vertical	361	23
	undefined	2	0
	total	373	27
Pump	horizontal	39	0
	vertical	361	41
	undefined	9	18
	total	409	59
Bulb	horizontal	50	0
	vertical	1	0
	undefined	0	0
	total	51	0
Other	total	69	3
Total		2472	274

Table 3: Number of measurements separated in turbine types, shaft orientation and problem units

3 Analyzing method

For analysis of database revision E, each data set was plotted in diagrams with different parameters and vibration values. Due to the scattered data no clear trends were observed. A curve fitting method based on the median values was then adopted. The data was separated into smaller groups with the same numbers of data. For each group the median values was calculated for abscissa and ordinate and then projected onto the diagrams with the scattered source data. With this method extreme values are objectively excluded and do not influence any assumed trend.

Also an attempt in finding the statistical distribution function of the vibration data has been done. This was mainly done by software routines producing the best fit for each data set. Each parameter analysis is made on each machine type, Kaplan and Francis. For Bulb,

no analysis was done since the available data set was considered too small. Bearing location have been considered and also the arrangement of generator bearings.

For analysis of database revision F, the median value was calculated for the groups defined in table 3. The different bearing locations was considered and also if the measurements was marked as “problem” in the database. The median values for the individual groups were then plotted in bar charts for visualisation of vibration levels. In addition, the median values from the filtered database revision E for vertical Francis and Kaplan units was projected on the corresponding charts for revision F. This for comparison with revision F. The distribution of measured values has also been plotted and projected on the proportion of units marked as “problem”.

4 Database analysis

A number of parameters have been evaluated in order to find correlation of vibration levels. The parameters considered are:

- Head
- Nominal speed
- Runner diameter
- Radial bearing clearance

All plots are presented below and also in appendix1.

4.1 Head

The utilized dynamic bearing clearance (UDBC) shows no or small tendency of relation to increasing head. The turbine guide bearing (TGB) in Francis machines shows an increasing tendency with increasing head. All other bearings show no correlation between UDBC and head. See figure 1 and 2.

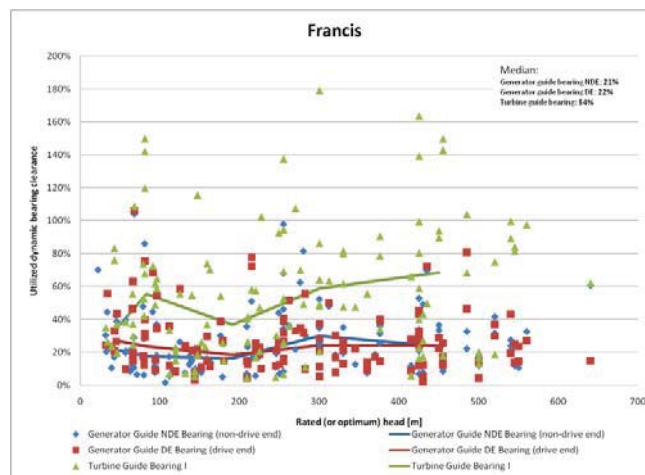


Figure 1: UDBC vs. Rated head for Francis

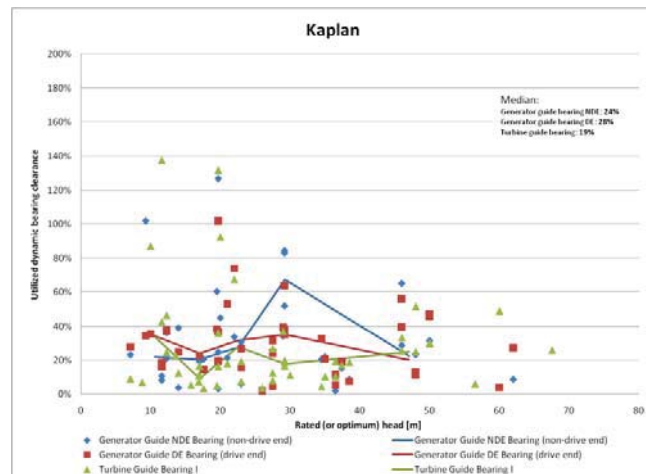


Figure 2: UDBC vs. Rated head for Kaplan

The shaft vibration displacement peak-to-peak value (S_{pp}) shows no correlation to head. For Kaplan units the data is very scattered and the fitted median curve fluctuates heavily. See figure 3 and 4.

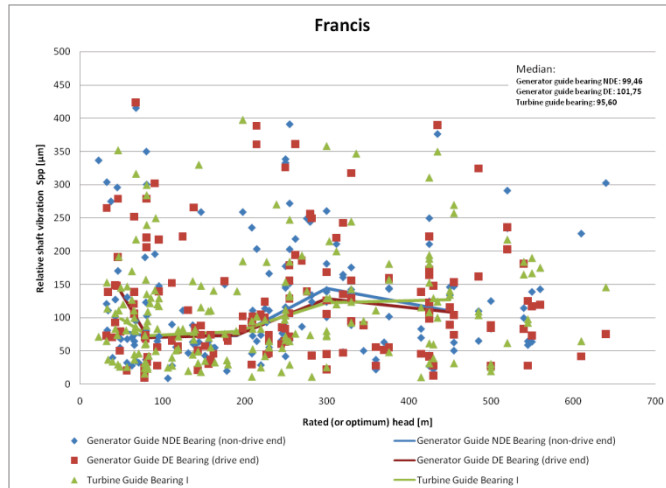


Figure 3: S_{pp} vs. Rated head for Francis

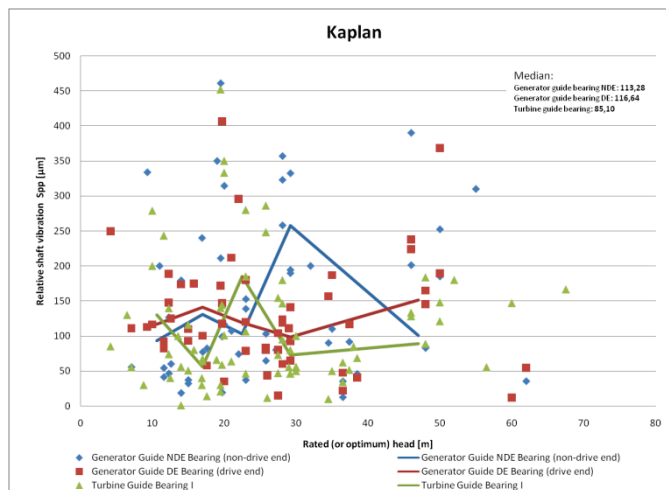


Figure 4: S_{pp} vs. Rated head for Kaplan

The bearing housing vibration velocity shows a small increase with higher heads. This trend is most apparent for TGB in Kaplan units. See figure 5 and 6.

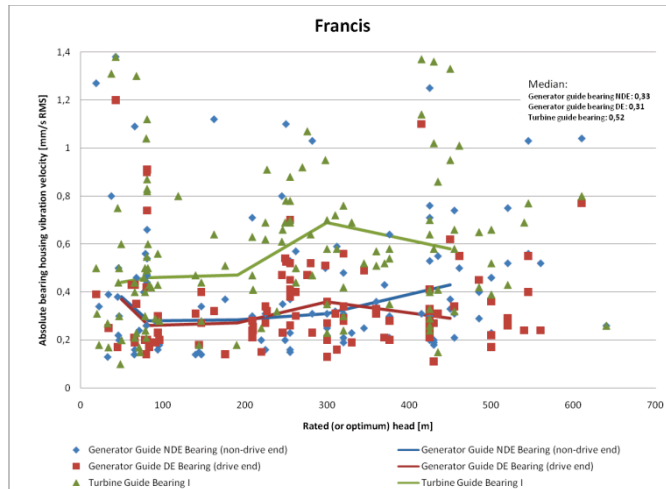


Figure 5: Vibration velocity vs. Rated head for Francis

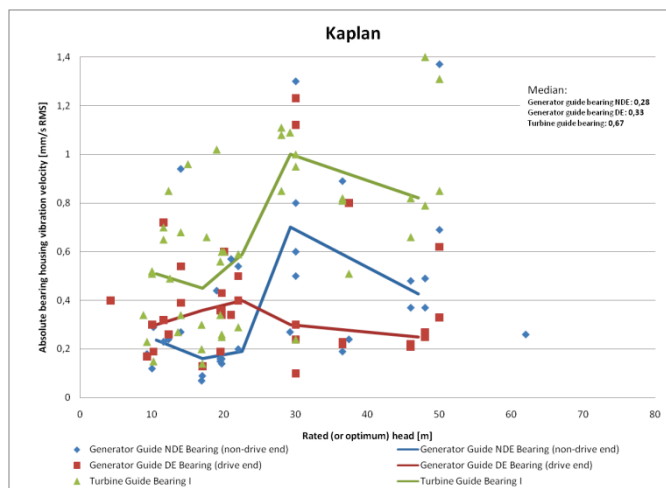


Figure 6: Vibration velocity vs. Rated head for Kaplan

No clear correlation between vibration values and head can be identified. However, for TGB, an increase in vibration velocities can be observed for higher heads, no or weak influence can be observed for GGB. This is valid for both turbine types. For Francis turbines a small increase in vibration level are found for heads above 200 meters.

4.2 Runner nominal speed

The utilized dynamic bearing clearance (UDBC) has a clear increasing trend for TGB in Francis units at increasing speed. A similar but weaker trend is present for GGB in Kaplan units. Beyond these two, no relation between UDBC and nominal speed can be found, see figure 7 and 8.

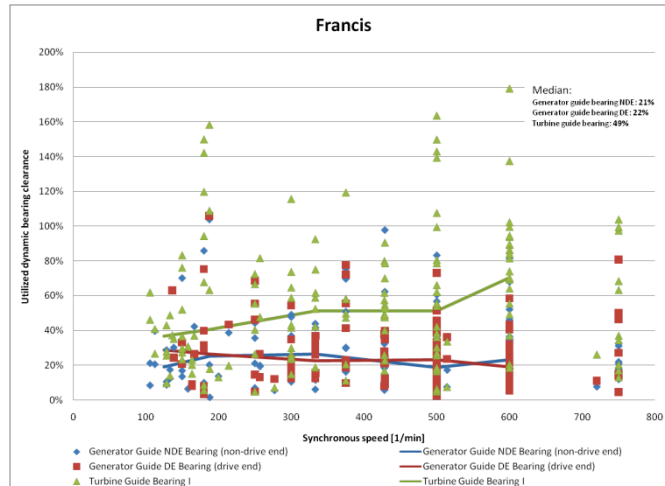


Figure 7: UDBC vs. Sync. speed for Francis

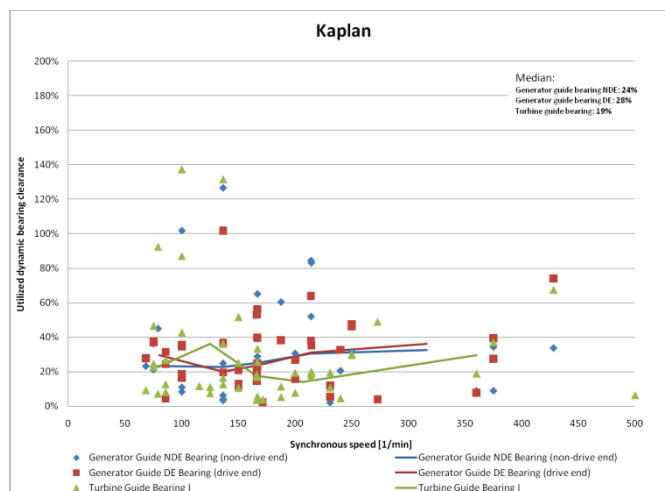


Figure 8: UDBC vs. Sync. speed for Kaplan

No relation between shaft vibration displacement peak-to-peak (S_{pp}) and nominal speed could be found. Measurement data for both Francis and Kaplan is very scattered and the fitted median curve fluctuates between 50 and 150 μm for the whole speed range, see figure 9 and 10.

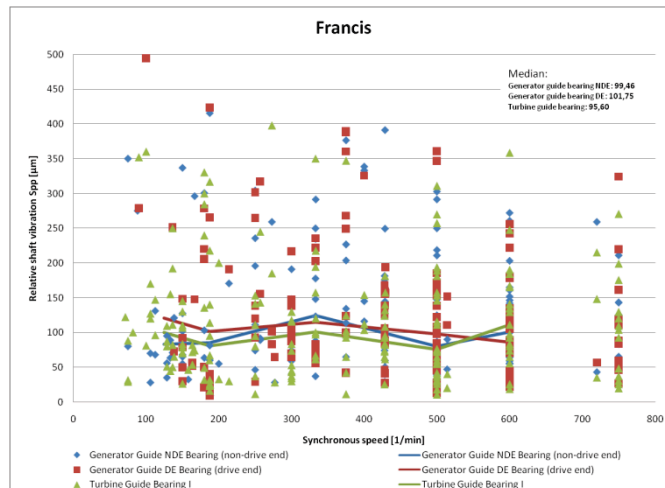


Figure 9: S_{pp} vs. Sync. Speed for Francis

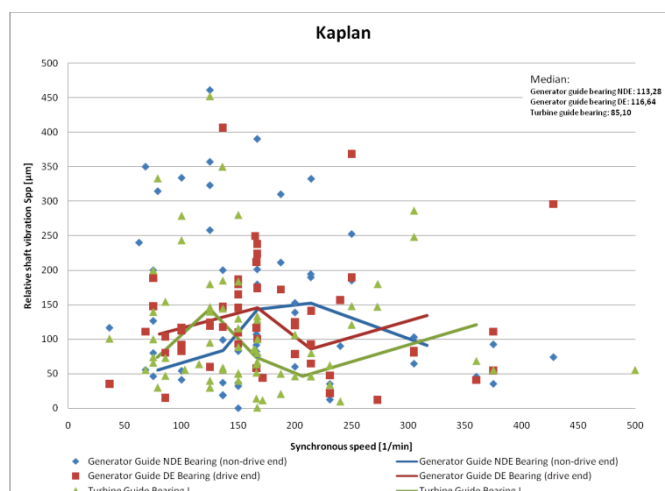


Figure 10: S_{pp} vs. Sync. speed for Kaplan

For TGB the bearing housing vibration velocity is clearly increasing with higher nominal speed in both turbine types. For GGB no clear trend is shown, see figure 11 and 12.

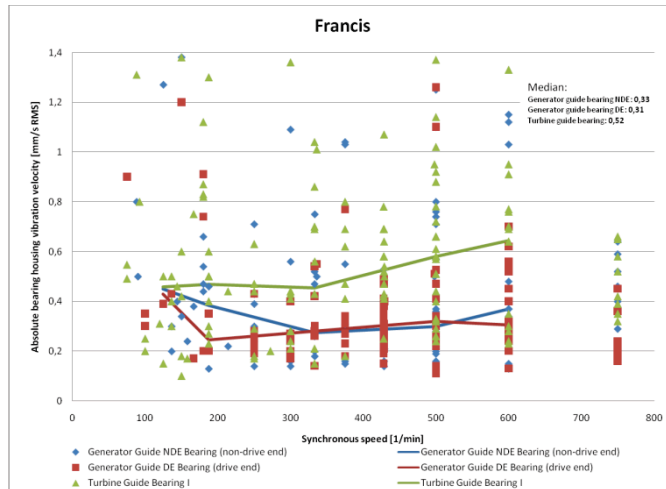


Figure 11: Vibration velocity vs. Sync. Speed for Francis

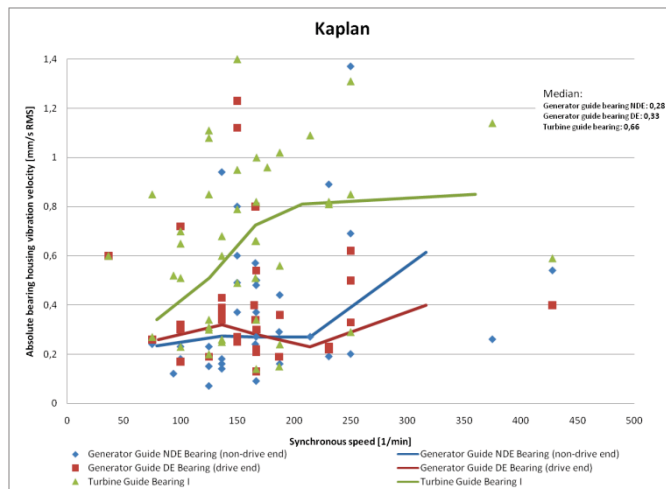


Figure 12: Vibration velocity vs. Sync. speed

No clear correlation between vibration values and nominal speed could be observed. For turbine guide bearing correlation between vibration velocity and speed can be identified.

4.3 Runner diameter

The utilized dynamic bearing clearance (UDBC) shows no clear trend for increasing diameter. The turbine guide bearing in Francis units shows decreasing UDBC with increasing runner diameter, this cannot be observed for the Kaplan turbine- or for generator guide bearings. See figure 13 and 14.

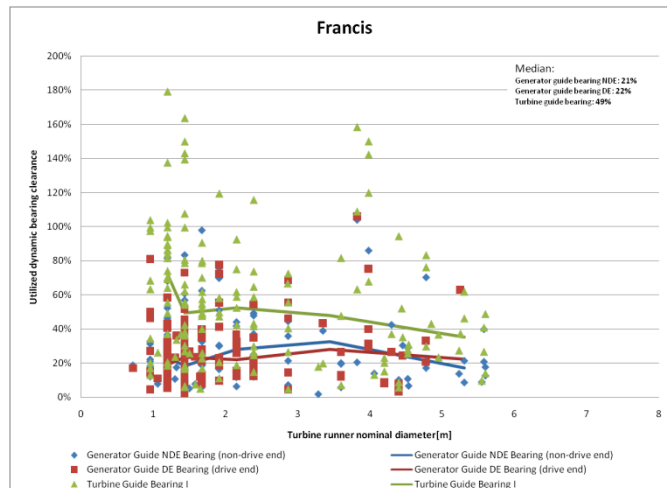


Figure 13: UDBC vs. Nominal diameter for Francis

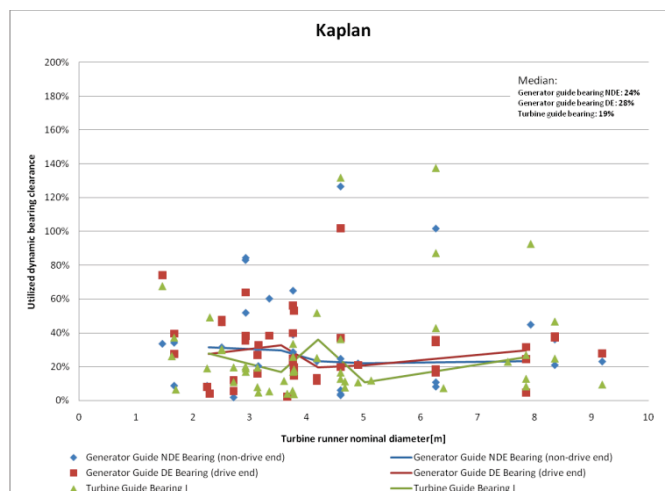


Figure 14: UDBC vs. Nominal diameter Kaplan

No relation between shaft vibration displacement peak-to-peak (S_{pp}) and runner diameter could be identified. For Kaplan units the fitted 50%-probability curve fluctuates heavily for both TGB and GGB. For Francis turbines the vibration values are rather constant for increasing diameter, see figure 15 and 16.

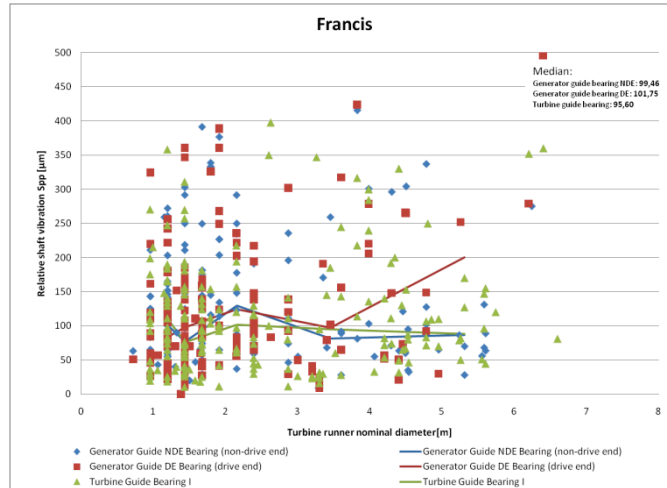


Figure 15: S_{pp} vs. Nominal diameter for Francis

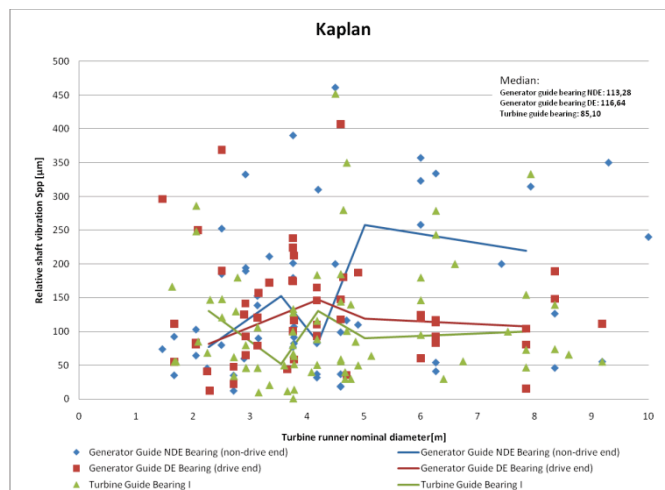


Figure 16: S_{pp} vs. Nominal diameter for Kaplan

The bearing housing vibration velocity shows decreasing values with increasing diameter for TGB. This trend is most clear at smaller diameters up to 2m. Above this diameter the vibration trend is relatively constant. No clear trend can be recognized for GGB, see figure 17 and 18.

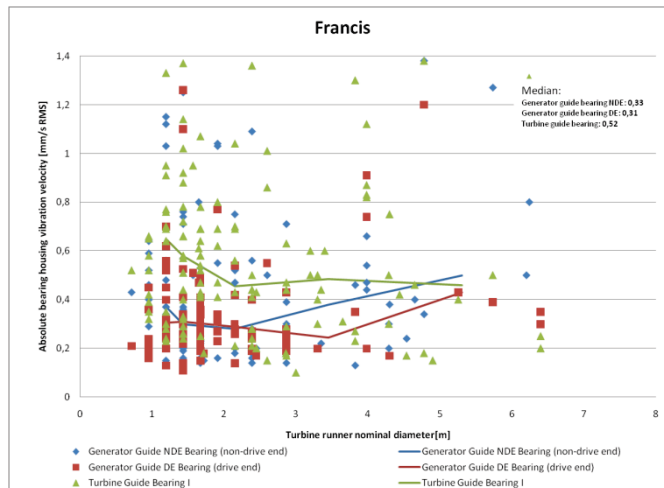


Figure 17: Vibration velocity vs. Nominal diameter for Francis

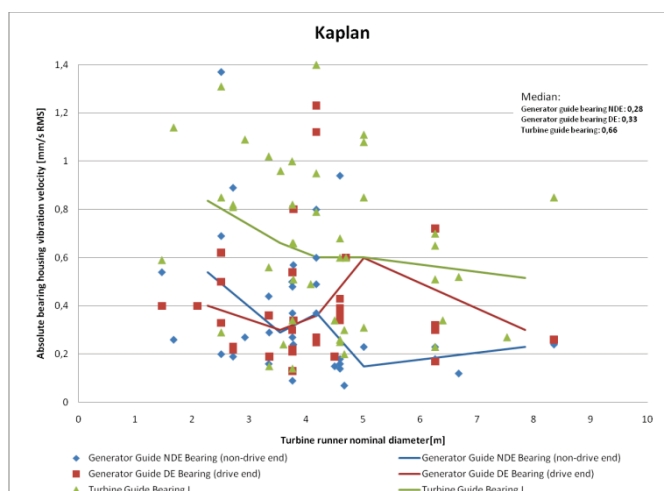


Figure 18: Vibration velocity vs. Nominal diameter for Kaplan

No clear correlation between vibration values and runner diameter could be observed.

4.4 Radial bearing clearance

The utilized dynamic bearing clearance (UDBC) shows a decreasing trend for all turbine types when radial bearing clearance is increasing, see figure 19 and 20.

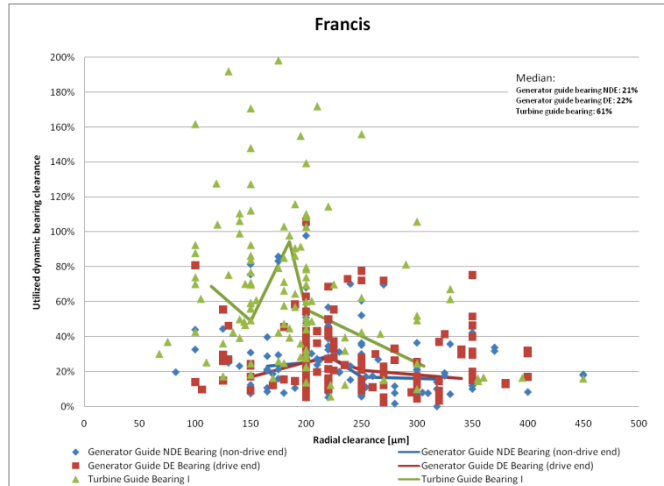


Figure 19: UDBC vs. Radial bearing clearance for Francis

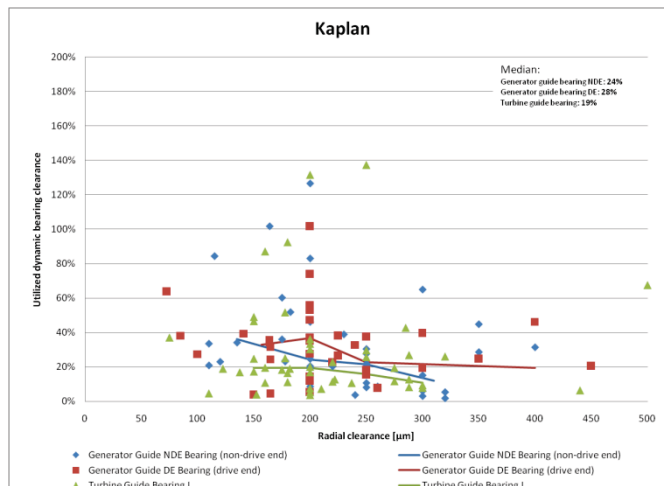


Figure 20: UDBC vs. Radial bearing clearance for Kaplan

The shaft vibration displacement peak-to-peak (S_{pp}) measurements are again very scattered and the fitted median curve fluctuates over a wide range for both Kaplan and Francis. No trend can be observed. In figure 21 and 22 the data is presented and also the limit for 100% utilized dynamic bearing clearance. Note that several measurements have larger shaft displacements than available bearing clearance, hence UDBC > 100%.

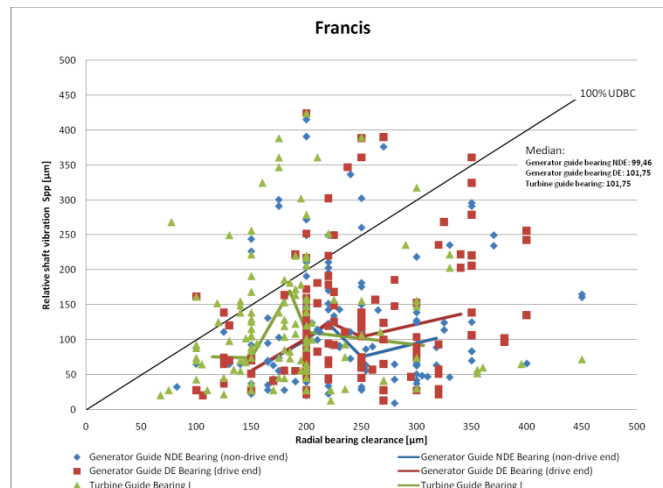


Figure 21: S_{pp} vs. Radial bearing clearance for Francis

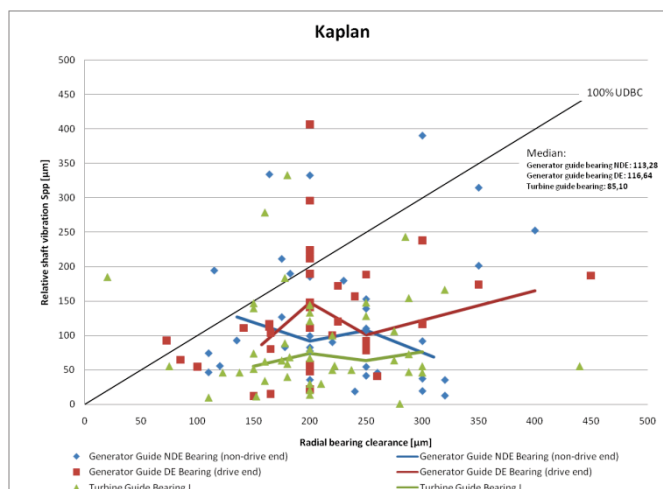


Figure 22: S_{pp} vs. Radial bearing clearance for Kaplan

The bearing housing vibration velocity shows no clear trend for increasing radial bearing clearance. For GGB the trend is increasing for Kaplan while for the same bearing locations for Francis the median curve is rather constant. The TGB in Kaplan shows a decreasing trend while the opposite is found in Francis TGB, see figure 23 and 24.

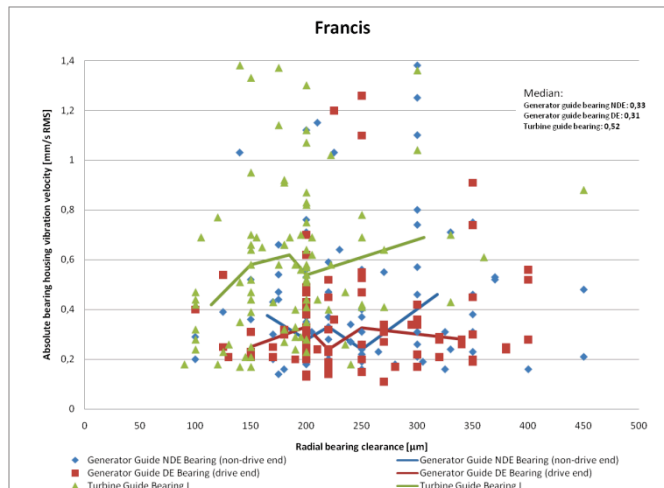


Figure 23: Vibration velocity vs. Radial bearing clearance

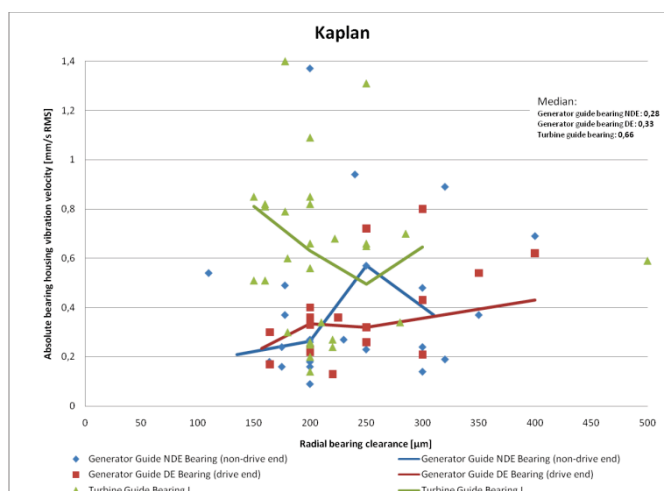


Figure 24: Vibration velocity vs. Radial bearing clearance

Most of the radial bearing clearance measurements are gathered around 200 μ m which makes possible trends difficult to detect.

4.5 General observations

- For Kaplan turbines utilized dynamic bearing clearance for the turbine guide bearing (TGB) is generally lower than for the generator guide bearings (GGB), 19% and 26% respectively. For Francis, the opposite are found, 54% and 22% respectively.

- For Kaplan shaft oscillations are lower for TGB than for GGB, 85µm and 115µm. For Francis units the vibration values are about the same, 100µm, for all bearing locations.
- The vibration velocities for Kaplan units are for TGB 0,7 mm/s and for GGB 0,3 mm/s. Corresponding values for Francis turbines are 0,5 mm/s and 0,3 mm/s, respectively.
- The turbine guide bearing shows generally higher vibration values than generator bearings. This is valid for both Francis and Kaplan units.
- Suspended type generators shows considerably lower vibration levels on both upper and lower generator bearing than semi-umbrella type units.

4.6 Physical approach

The analysis shows that both the shaft oscillation and the vibration velocity measurements in the database do not correlate to the studied parameters. Regarding vibration velocity it is possible to keep a physical argumentation that shows a relationship between vibration velocity and mechanical stress:

- It can be shown that the size of the supporting structure for the turbine guide bearing is proportional to the runner diameter. It can also be shown that the size of the bearing brackets for the generator guide bearings is proportional to the rotor diameter. If all bearing brackets have similar design criteria and material properties, Hooke's law implies that the permissible strain will be constant. However, since strain and displacement is related through size, increasing size will result in larger displacements. Consequently, the allowed displacement is proportional to the turbine or generator diameter.
- Previous studies have shown that circumferential velocity for the turbine is rather constant for all types of reaction turbines. This implies that the rotational speed is inversely proportional to the diameter of the runner.
- The combined conclusion for this argumentation is that large machines experience high deflections with low rotational frequency whereas small machines experience small deflections with high rotational frequency. The stress levels in the supporting structure is however equal for all machine sizes and thus the vibration velocity is constant.

Regarding shaft oscillation and the lack of correlation with bearing journal diameter, the physical explanation is that all bearing clearances are designed for supplying a carrying oil film even at small shaft eccentricities [1]. In conjunction to this the IEEE Std 810-1987 (R2001) [2] specifies the total allowable run out for a shaft system to 76 µm. This is a maximum value independent of the shaft diameter. Clearly, the total allowable run out must be accommodated within a normal bearing clearance.

4.7 Statistical approach

Since no clear correlation between parameters and measured vibration data were observed the aim was to find a probability function that could fit the measured data set. A

good probability distribution could repair a database with too few data. Each measured vibration value is assumed to be a stochastic variable and hence form a continuous distributed sample. The sample is then discretized by assigning frequency values to intervals of equal distance as to form a histogram. It is clear that all samples have a positive skewness which indicates that the tail on the right side is longer than the left side and the majority of the values lie to the left of the mean. The curve fitting process was done by software routines and the best fit was produced by the Burr distribution, see figure 25 and 26.

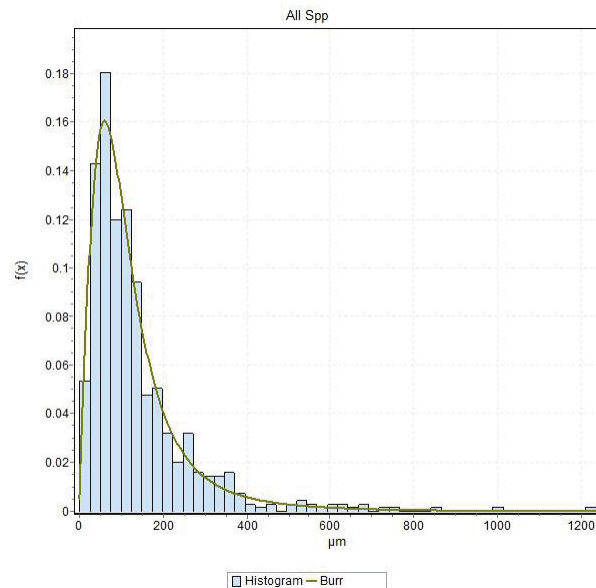


Figure 25: Discretized sample of shaft oscillation and projected the fitted Burr-distribution

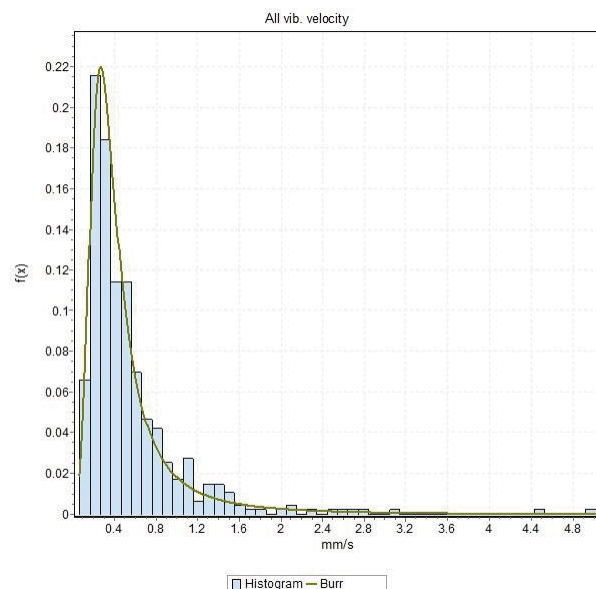


Figure 26: Discretized sample of vibration velocity and projected the fitted Burr-distribution

The Burr distribution is applied in a variety of areas such as reliability studies and failure time modeling. Unlike other failure time distributions such as Weibull and Rayleigh, the Burr distribution contains two shape parameters. This makes the distribution more versatile when fitted onto a sample. Below, in figure 27, is the fitted Burr distribution for vibration velocities with definitions on the mode, mean and median values.

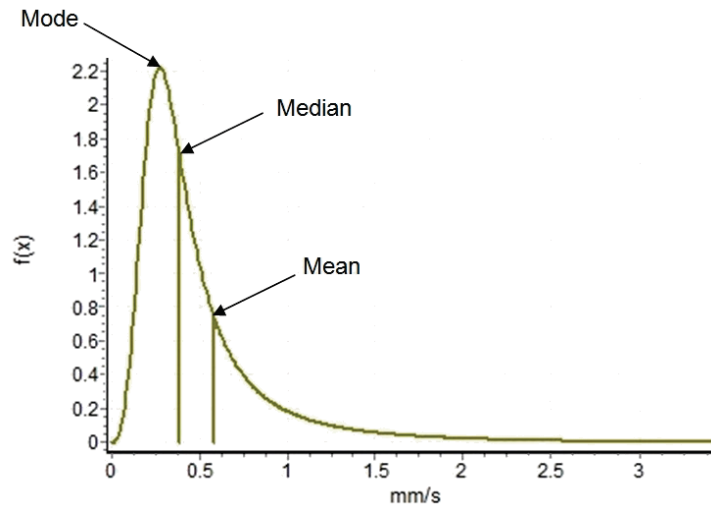


Figure 27: Definitions of mode, mean and median

In table 4, the values mean, median and mode is summarized for each data set. The median value can be derived from the measurement data or from the distribution. It is separating the greater and lesser halves in the data set. The mean is also calculated from the measured data set. The mode and the median values are taken from the probability density function i.e. the Burr distribution. Since the distribution have a positive skew, the mode (peak of the distribution) will lie to the left of the median value.

Each data set and distribution is presented in appendix 2.

Shaft vibration Spp [μm]					
Data set	Type	Measured values		From distribution func.	
		Mean	Median	Mode	Median
Generator guide bearing	Francis	138	100	62	100
	Kaplan	163	117	71	122
Turbine guide bearing	Francis	115	93	62	91
	Kaplan	139	85	45	93
Vibration velocity [mm/s]					
Data set	Type	Measured values		From distribution func.	
		Mean	Median	Mode	Median
Generator guide bearing	Francis	0,46	0,31	0,23	0,31
	Kaplan	0,46	0,32	0,22	0,32
Turbine guide bearing	Francis	0,67	0,52	0,40	0,53
	Kaplan	0,70	0,66	0,49	0,62

Table 4: Mean-, median- and mode- values for each data set and bearing location

An approach in controlling the accuracy for the distribution is made in table 5. The method used is to compare the measured values (median and mean) with the corresponding calculated values from the probability density function (median and mean).

Shaft vibration Spp, accuracy of distribution			
Data set	Type	Median	Mean
Generator guide bearing	Francis	1,00	0,98
	Kaplan	0,96	0,98
Turbine guide bearing	Francis	1,01	1,00
	Kaplan	0,92	0,97
Vibration velocity, accuracy of distribution			
Data set	Type	Median	Mean
Generator guide bearing	Francis	1,03	0,90
	Kaplan	1,00	0,90
Turbine guide bearing	Francis	0,98	0,99
	Kaplan	1,06	1,00

Table 5: Accuracy of distribution. Calculated as median (measured) / median (from distribution) and mean (measured) / mean (from distribution)

The accuracy for the Burr distribution is by this method in the range of 100-90%. The best fit is produced for Francis turbines when shaft vibration is considered.

For safe and reliable running of the machine under normal operation conditions requires that the vibration values should remain below certain limits. According to ISO 7919-5 and ISO 10816-5, the limits are defined by zone boundary values. The ratios between the zone boundaries were, according to the standards, found through discussions within the workgroup and with experts in the field. The ratios are 1.6x and 2.5x a specific reference value. 2.5 times the reference value corresponds to increase of turbine vibration level that leads to essential change of its vibration state. Also, the ratio of the product of the two suggested values to 2.5 is equal to the ratio of 2.5 to 1.6, hence the ratio is within the Golden ratio which has a huge number of applications in the nature. The reference value may be a subject of discussion, in this report the suggestion is to use either the median value or the mode value. Table 6 below presents the percentiles and the actual values for 1.6x and 2.5x the reference value.

Shaft oscillation Spp [μm]					
Data set	Type	1.6x		2.5x	
		Mode	Median	Mode	Median
Generator guide bearing	Francis	50% (99)	73% (160)	72% (155)	88% (250)
	Kaplan	47% (114)	73% (195)	69% (178)	88% (304)
Turbine guide bearing	Francis	55% (99)	75% (146)	71% (155)	91% (228)
	Kaplan	39% (72)	71% (148)	59% (113)	85% (231)
Vibration velocity [mm/s]					
Data set	Type	1.6x		2.5x	
		Mode	Median	Mode	Median
Generator guide bearing	Francis	61% (0,37)	76% (0,50)	82% (0,58)	89% (0,78)
	Kaplan	56% (0,35)	75% (0,51)	78% (0,55)	88% (0,80)
Turbine guide bearing	Francis	63% (0,64)	78% (0,85)	85% (1,00)	92% (1,33)
	Kaplan	66% (0,78)	80% (0,99)	89% (1,23)	96% (1,55)

Table 6: Percentiles and actual values for 1.6x and 2.5x the reference values

Using the mode as reference value leads to considerably low boundary values, sometimes lower than the median. Using the median value produces more realistic values for reference. 1.6 corresponds to around 75% probability and 2.5 corresponds to around 90% probability.

Figure 28 and 29 shows the boundaries for 1.6x and 2.5x reference value, here the 50%-probability value, for both shaft vibration and vibration velocity, is used.

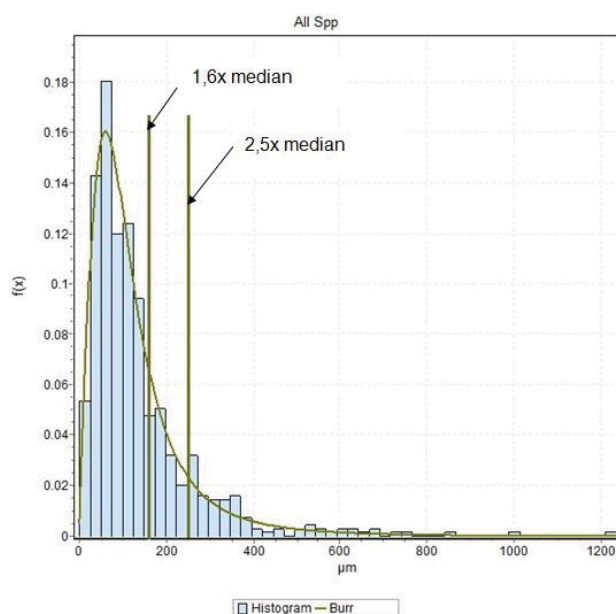


Figure 28: Boundary for 1.6 and 2.5 times the reference value (160 resp. 250 μm)

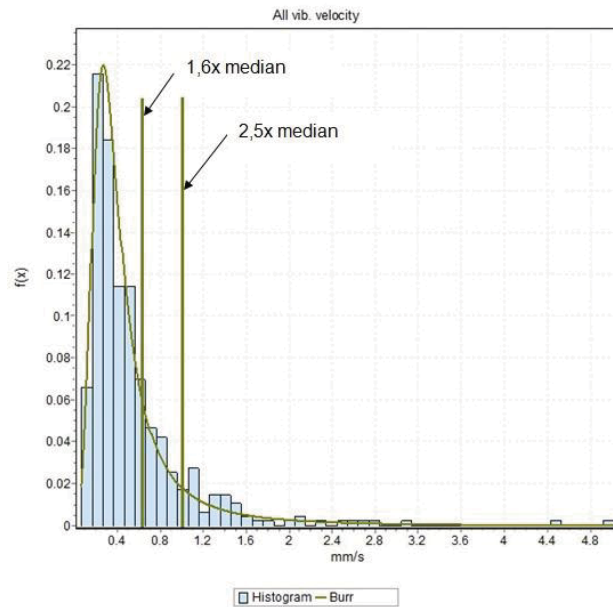


Figure 29: Boundary for 1.6 and 2.5 times the reference value (0.6 resp. 1.0mm/s)

4.8 Analysis of database revision F

The median values are calculated from the complete database, see chapter 3. Figure 30-33 shows the vibration levels for the specific turbine types and shaft locations. Note that units marked as "problem" is not included in the dataset.

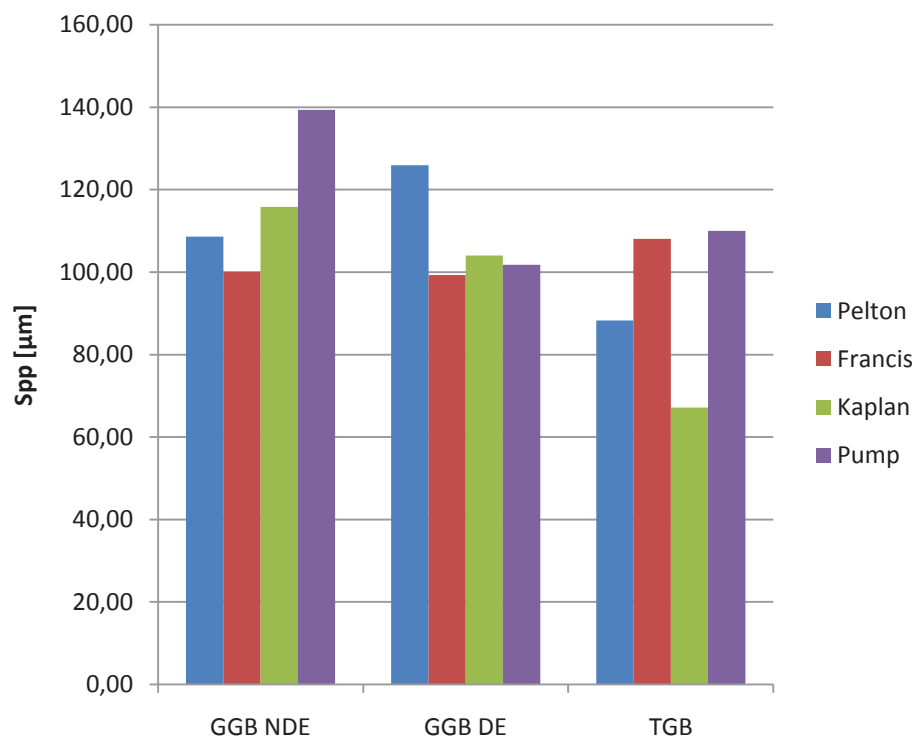


Figure 30: Level of S_{pp} for vertical units

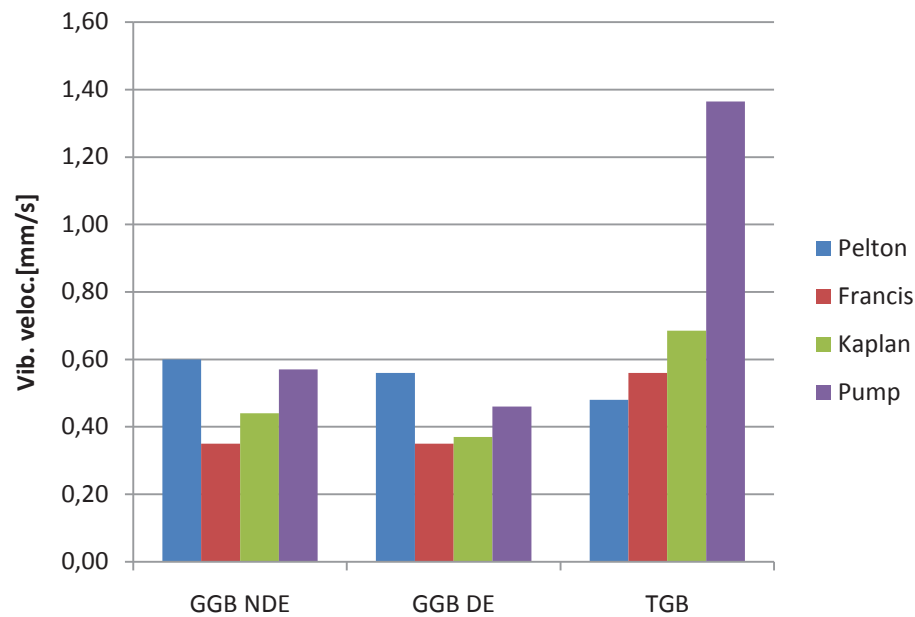


Figure 31: Vibration velocity level for vertical units

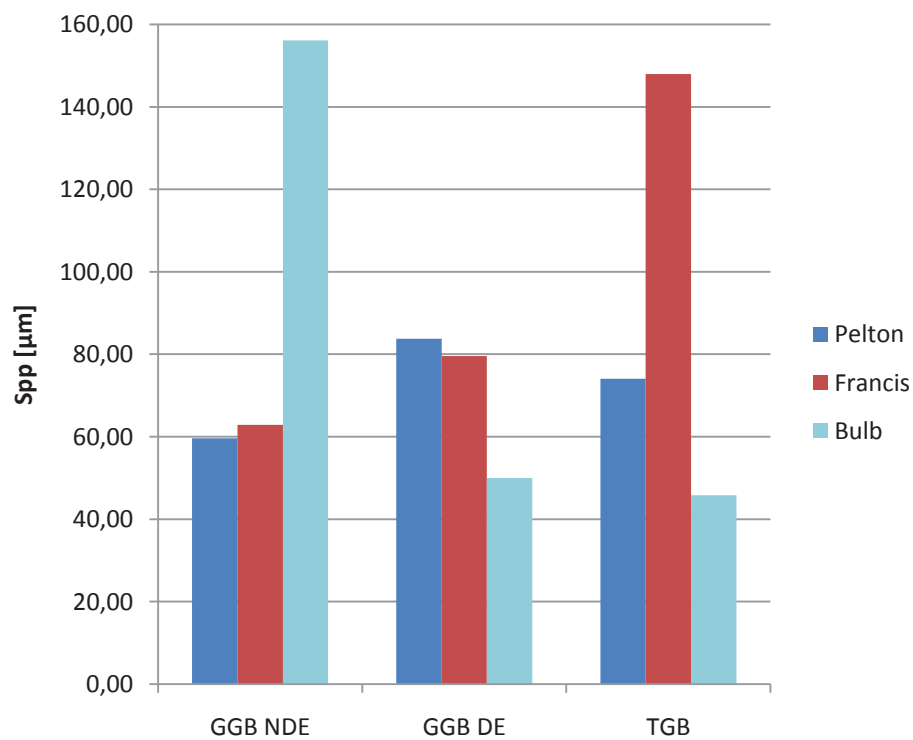


Figure 32: Level of S_{pp} for horizontal units

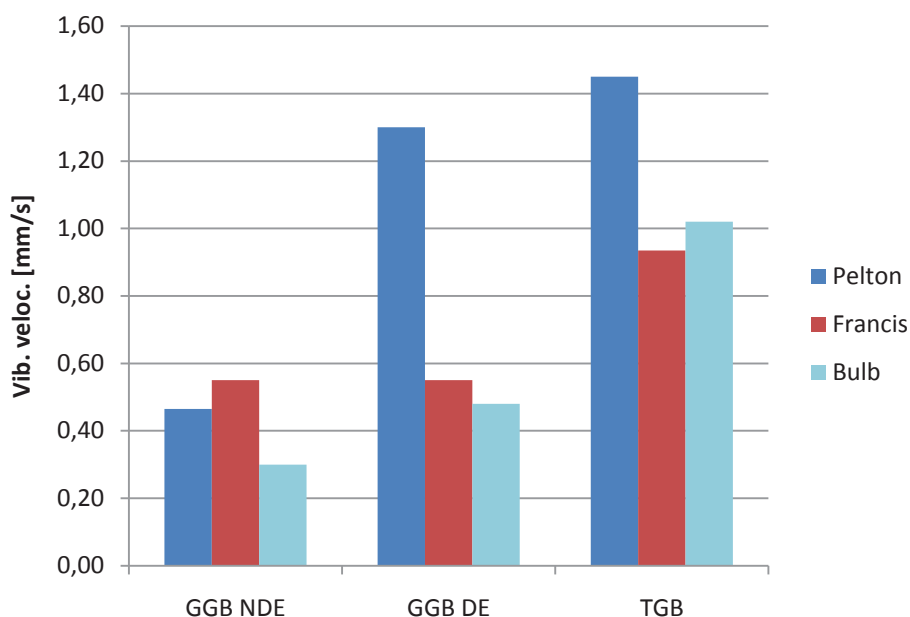


Figure 33: Vibration velocity level for horizontal units

The median values are summarized in table 7 below.

Vertical units						
	GGB NDE		GGB DE		TGB	
	Spp	Vrms	Spp	Vrms	Spp	Vrms
Pelton	109	0,60	126	0,56	88	0,48
Francis	100	0,35	99	0,35	108	0,56
Kaplan	116	0,44	104	0,37	67	0,69
Pump	139	0,57	102	0,46	110	1,37
Horizontal units						
	GGB NDE Spp	GGB DE Vrms	TGB Spp	Vrms	Spp	Vrms
Pelton	60	0,47	84	1,30	74	1,45
Francis	63	0,55	80	0,55	148	0,94
Bulb	156	0,30	50	0,48	46	1,02

Table 7: Median values for the relevant groups

4.9 Comparison of median values between database revision E and F

The filtered dataset from database revision E which only contains measurements of units in the best operating range is compared with the complete database revision F, see figure 34-35. The result should be used to validate the median method.

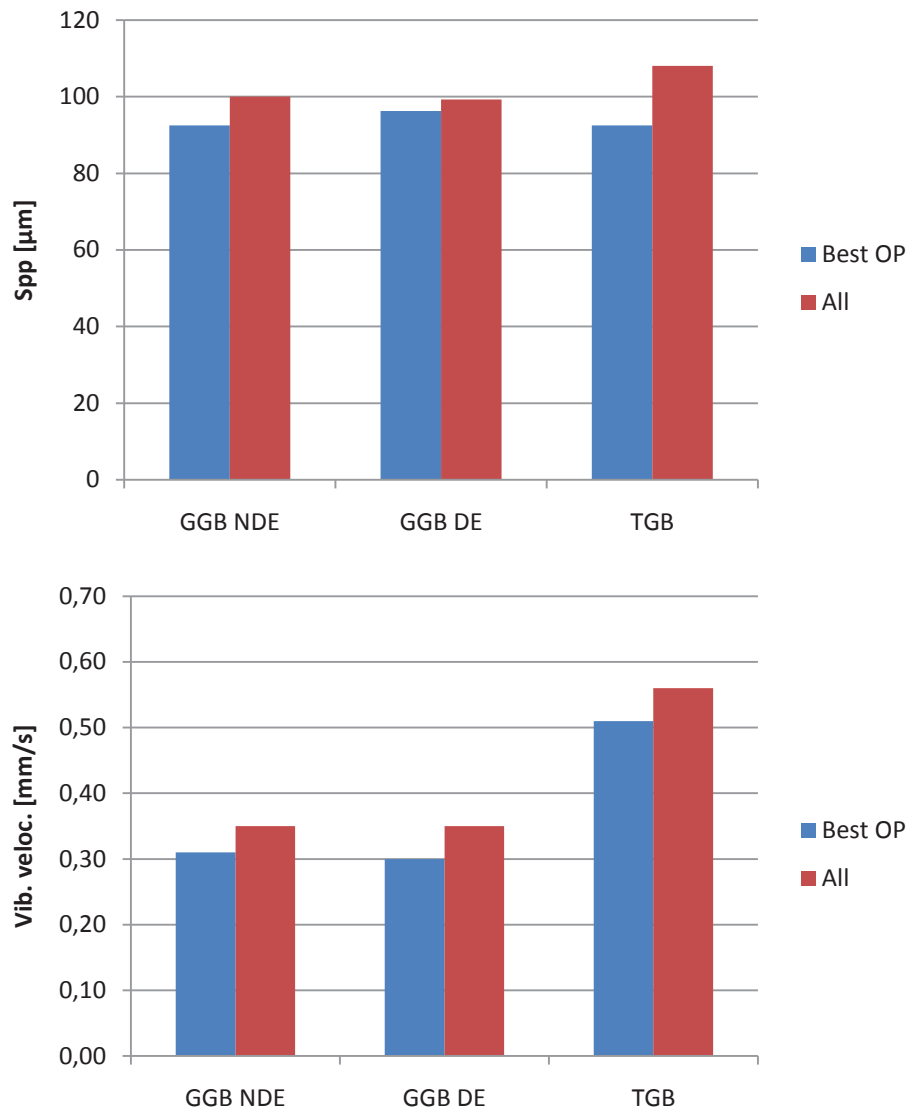


Figure 34: Comparison of median values for vertical Francis units for dataset only containing measurements at best operation point and dataset containing all measured values

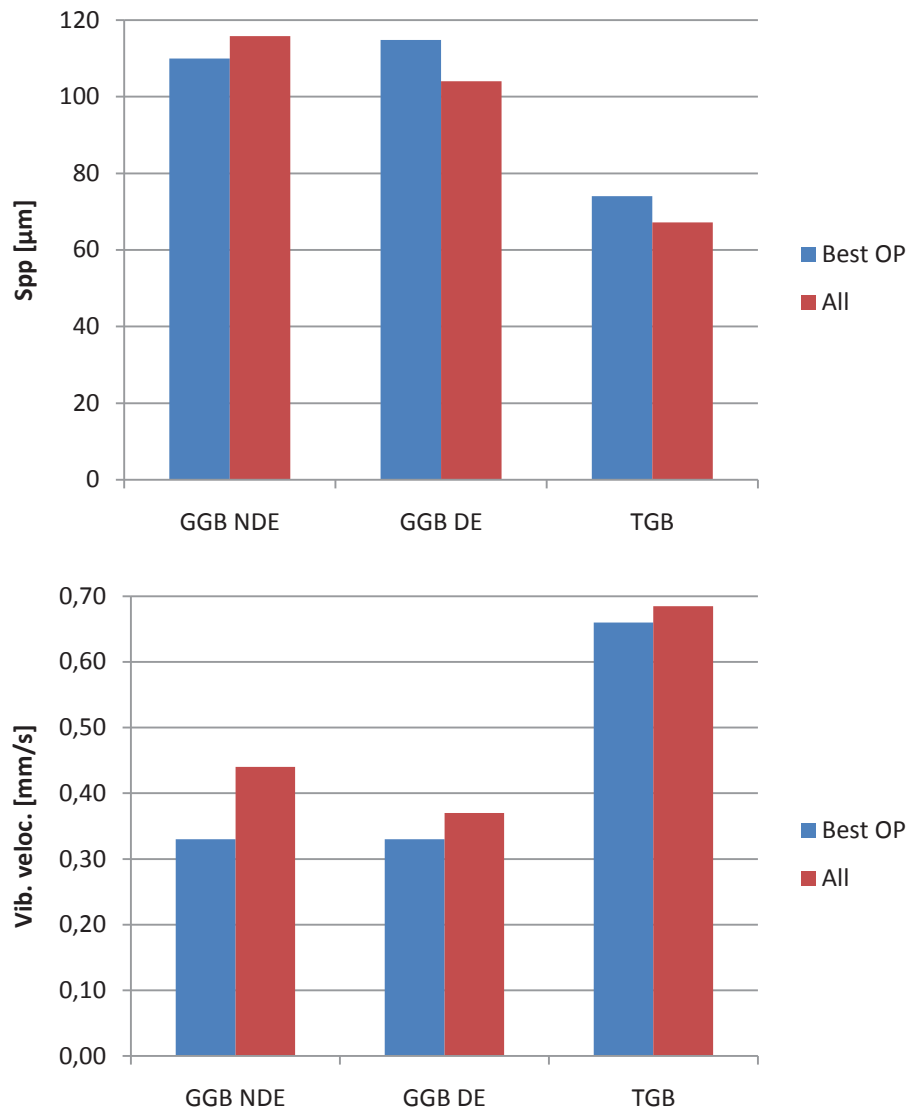


Figure 35: Comparison of median values for vertical Kaplan units for dataset only containing measurements at best operation point and dataset containing all measured values

4.10 Distribution of measured values and units marked as “problem”

Figure 36 and 37 below shows the distribution of measurements on generator guide bearings and turbine guide bearings for vertical Francis and Kaplan units. Both normal and units marked as problem is included in the distribution. Projected is the proportion of problem units expressed as percentage of the total number of measurements. Projected is also the median value and the proposed boundary limits.

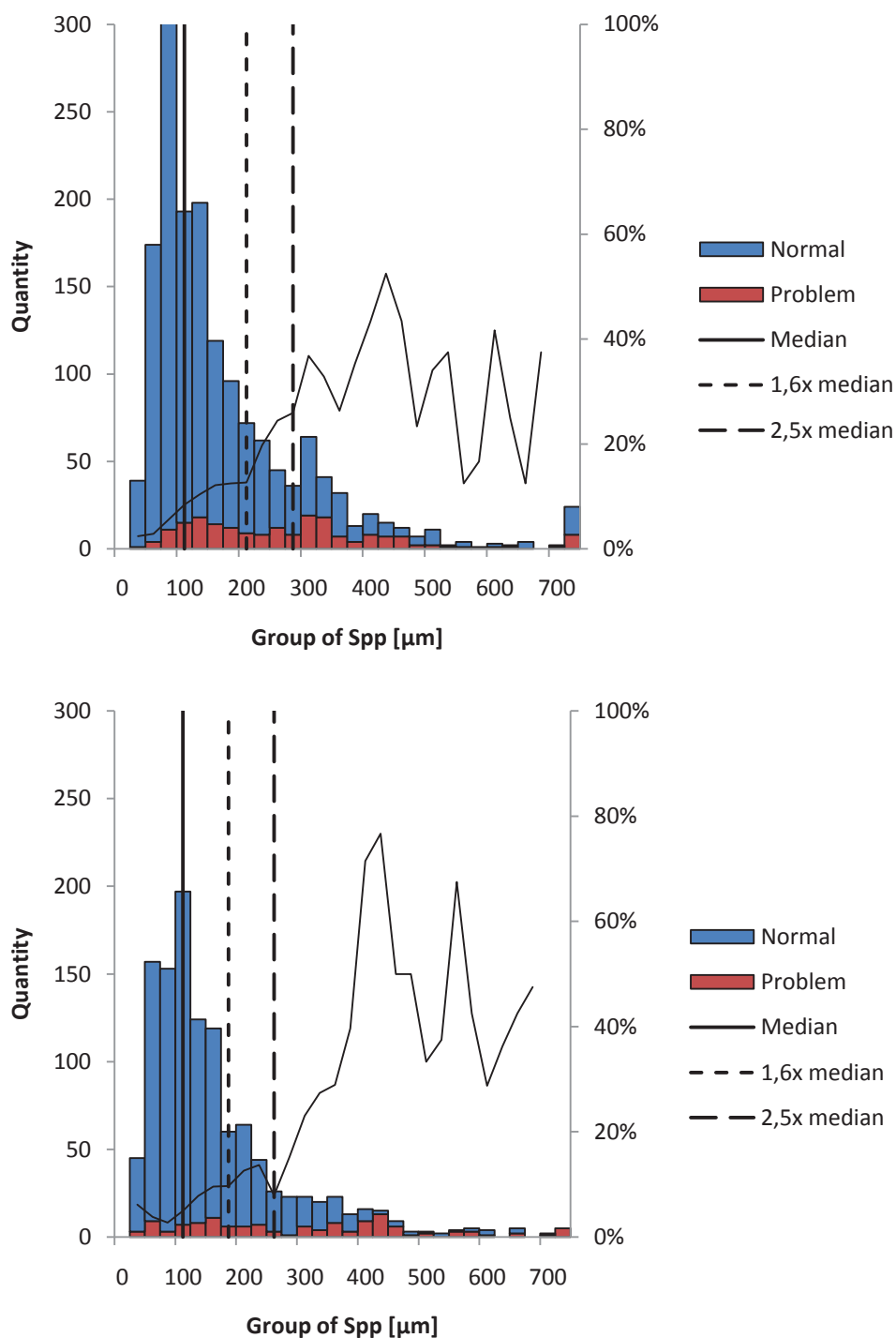


Figure 36: Distribution of measurements for "normal" units (blue) and units marked as "problem" (red). The solid black curve is a representation of the proportion of problem units in the distribution. Distribution at top is for generator bearings and bottom is for turbine guide bearings.

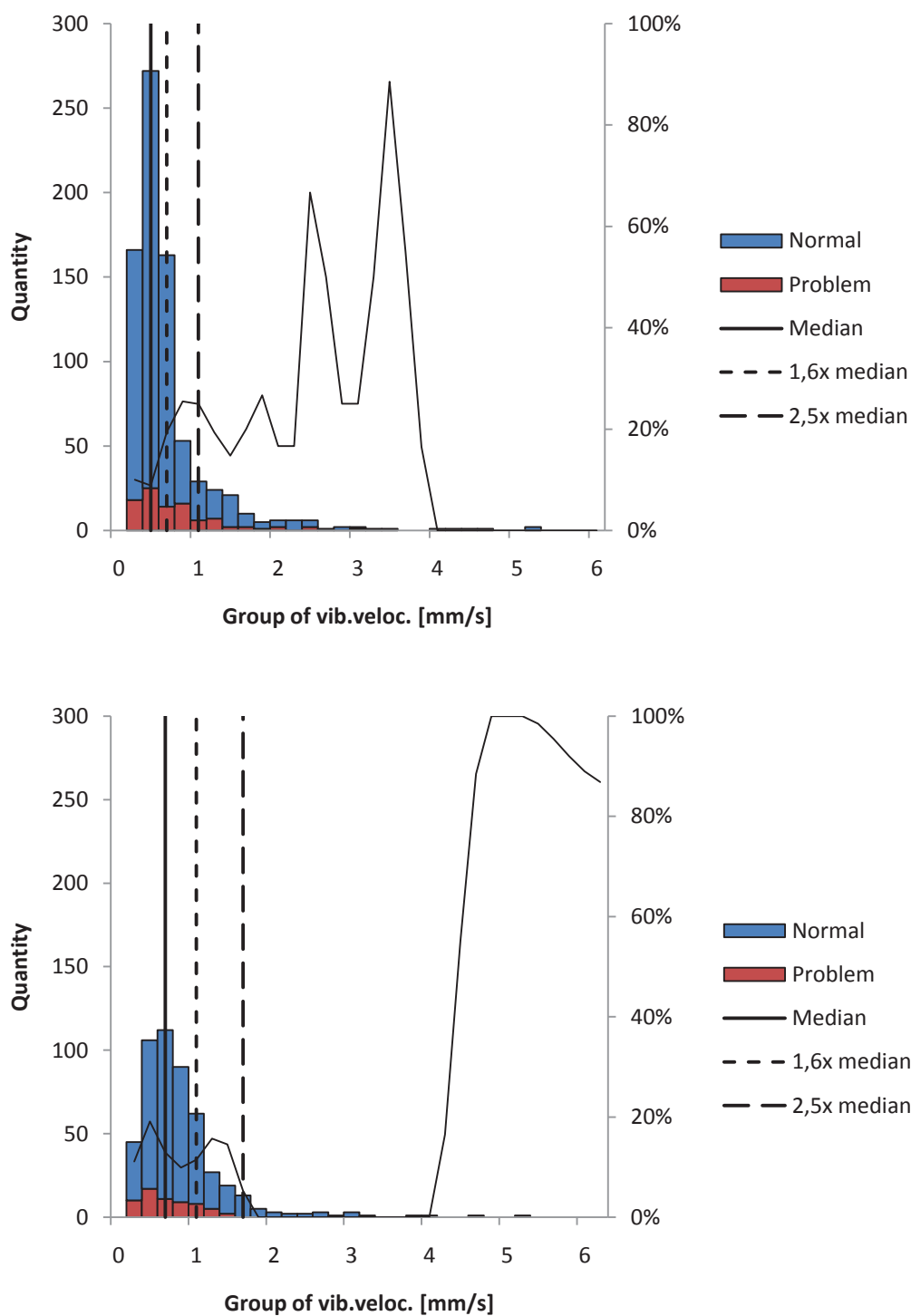


Figure 37: Distribution of measurements for "normal" units (blue) and units marked as "problem" (red). The solid black curve is a representation of the proportion of problem units in the distribution. Distribution at top is for generator bearings and bottom is for turbine guide bearings.

5 Conclusions

No clear correlation between vibration values and the unit specific parameters such as head, rotational speed, runner diameter and radial bearing clearance could be observed. The lack of correlation implies paradoxically that both shaft oscillations and vibration velocities are relevant parameters:

- It is common to use functions that cover the trends and coefficients for the calibration. A indication that the function is appropriate is that the coefficients are independent of all parameters. This can be applied for the physical parameters vibration level and shaft oscillations.

In section 4.6, a physical argumentation is presented based on stress levels in the supporting structure for the guide bearings and that the circumferential velocity for the turbine is rather constant for all types of reaction turbines. The conclusion from this explanation is summarized in figure 38 below.

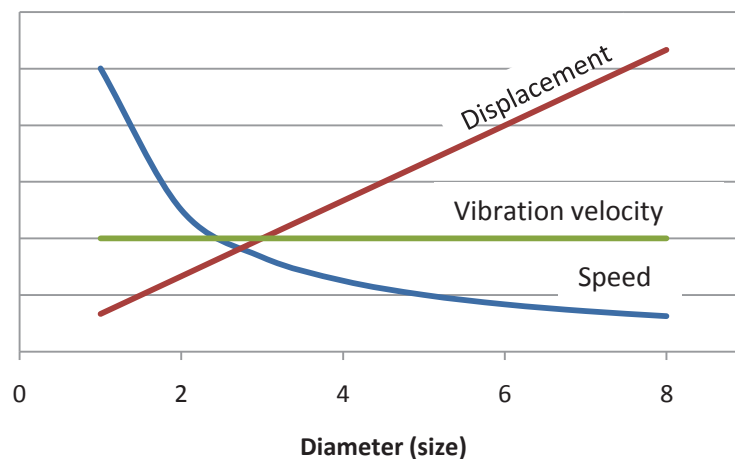


Figure 38: The relation between size, displacement and speed

The argumentation is further described in the presentation JWG1 – Vibrations on hydraulic Machines, The physical relevance for the vibration velocity parameter.

Several shortcomings can be identified for the parameter utilized dynamic bearing clearance. High magnetic unbalance in the generator and high hydraulic unbalance in the turbine gives small shaft oscillations and small UDBC, bearing load can however be very high. A poorly aligned shaft arrangement can also give low values on shaft oscillations and UDBC, although high bearing load.

Also a physical explanation of the shaft oscillations not correlating to the bearing journal diameter is presented in section 4.6. The conclusion from this is that all bearing clearances are chosen so that even small eccentricities will give rise to a supporting oil film. The clearance is thus not a function of size. The minimum clearance is limited by the different expansion rates of shaft and bearing due to the temperature rise at start of the unit. It should also be mentioned that the majority of radial clearance values in the

database is specified as “design value”. The actual bearing clearance at the specific measurement is therefore not known. This might explain some of the situations when the shaft oscillations are larger than the specified bearing clearance, UDBC > 100%.

- Only small differences between shaft oscillation values can be observed for Kaplan and Francis units.
- The lowest oscillations are observed at Kaplan turbine bearings.
- Pump and Pelton turbines have generally higher shaft oscillation values.
- Vibration velocity is higher for turbine guide bearings compared to generator bearings
- Vibration velocity is higher for Kaplan than for Francis turbine guide bearings.
- For vertical units, Pump turbines have the highest vibration velocities. No clear trend can be seen for horizontal units.
- Francis units show higher shaft oscillation values for turbine bearings than Bulb and Pelton turbines.
- Bulb turbines have higher values at generator bearings.
- For vibration velocities, Pelton have higher values for all bearing locations whereas Francis and Bulb are nearly equal.

The future standard has to distinguish at least between turbine type (Francis, Kaplan, Bulb, Pelton and Pump) and between bearing location (turbine bearing and generator bearings). Preferable is also a separation into shaft orientation (horizontal and vertical).

A statistical study of the database found the measured data to be Burr-distributed. Vibration reference values are here suggested to be based on the median value for at least turbine and generator bearings. Actions should be undertaken if the actual vibration value exceeds 1.6 and 2.5 times the reference value:

- 1.6 times the reference value corresponds roughly to the 75 percentile
- 2.5 correspond approximately to the 90 percentiles.

The suggested boundaries are here significantly lower than the current boundary zones in the existing standard. A more in depth and adequate statistical analysis could be made in order for establishing valid vibration reference values. However, the analysis shows that the median value for the shown Burr-distributions is very close to the mean values for the datasets. And as the mean value method objectively excludes extreme values this method is promoted for finding the adequate reference values. The method is also verified by figure 34 and 35 where the median value for a dataset with only measurements in best operating range is compared with an unfiltered dataset. The resulting median value is nearly equal for the two compared datasets.

An analysis of the distribution of units marked as “problem” in the database was also conducted. It was shown that problem units were evenly distributed over the complete range of measured values. Surprisingly, machines labeled as “problem” in the database do not have exceptionally high vibration levels if compared to other measured values

which are considered to be "normal". However, the proportion of machines marked as "problem" increases with higher vibration values. At approximately 2.5 times the median value the proportion of problem units increases more radically. This could prove that the proposed boundary levels 2.5 and 1.6 times the median value makes sense.

6 Future work

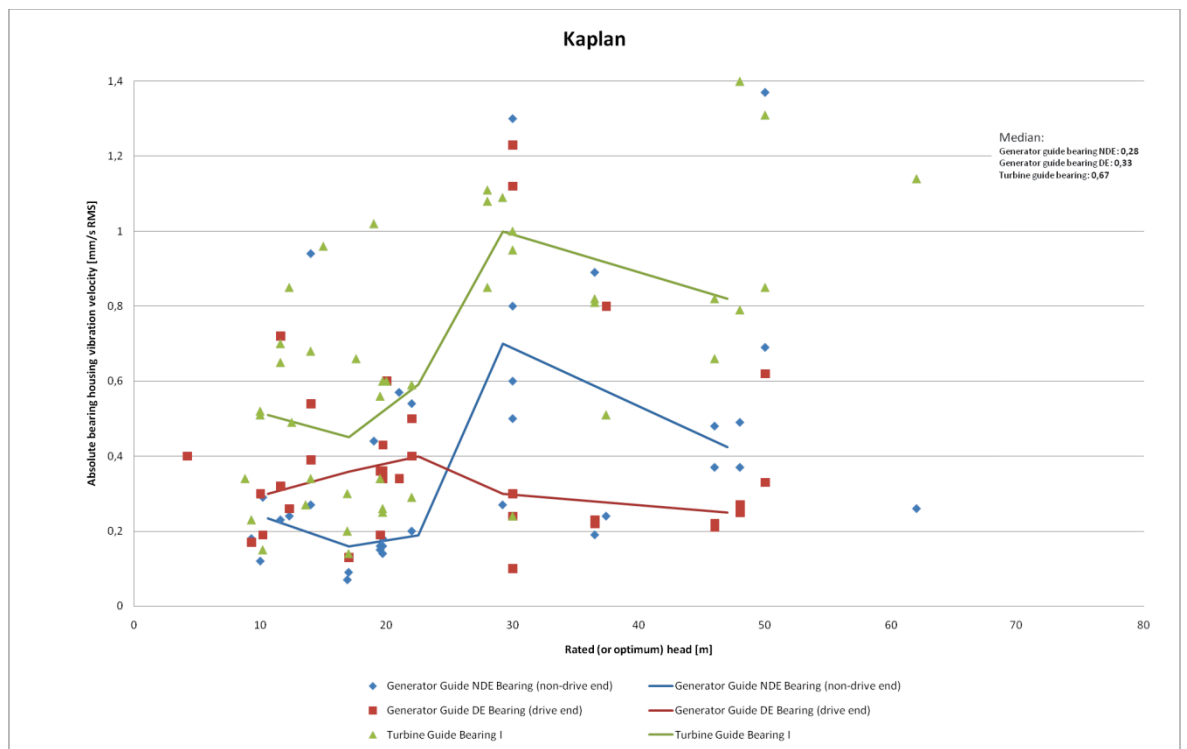
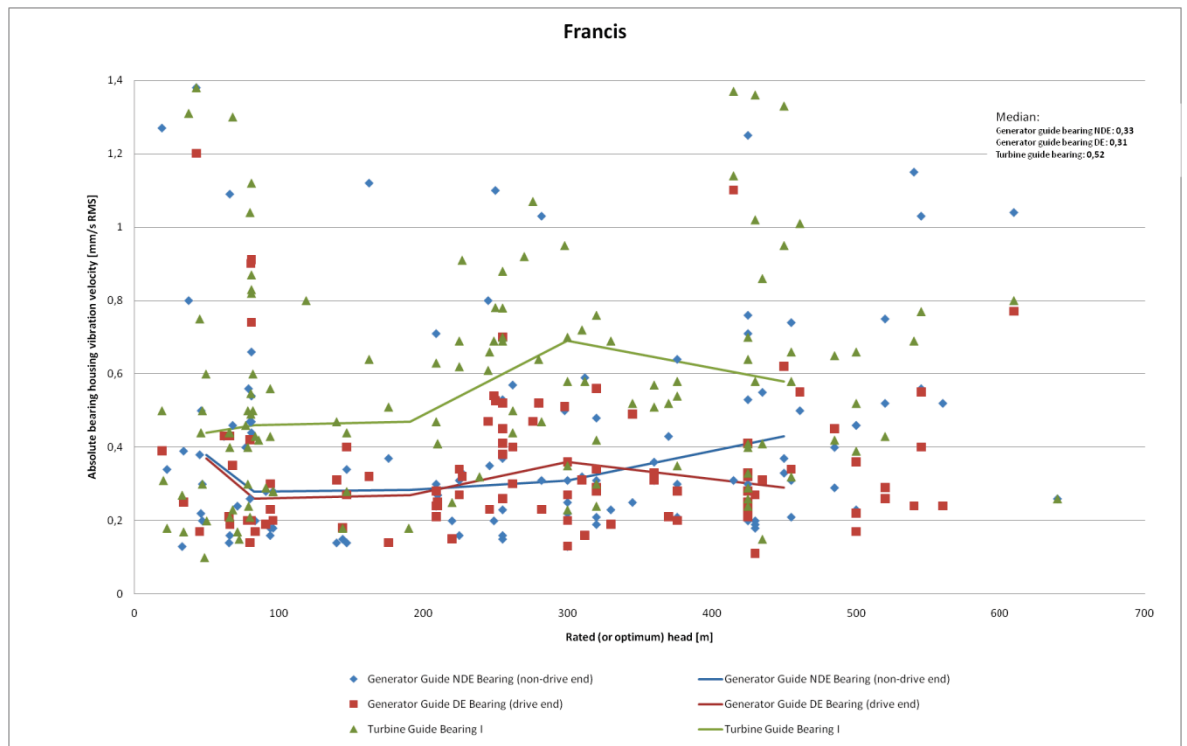
- During analyse work the database has been revised a number of times. Current database was released 2012-09-06 and contains 2884 measurements. The median method should be applied on the latest revision because of the increased dataset.
- The data suppliers should refine their definition for machines marked as "problem" in the database.
- Identification of relevant bearing groups (turbine/generator, suspended/umbrella, closed shell/tilting pad). It is possible from the database to filter out these groups which then can be internally analysed for parameter correlation.
- Identification of the relationship between the vibrations of the generator guide bearings and the turbine guide bearing. This should then render a physical explanation of the relationship. The rotordynamic behaviour of a shaft system could be taken into consideration during this analysis.
- Explanation of measured shaft movements that is larger than the specified available bearing clearance
- An identification of the impact of the current requirements of IEC/ISO of 30 μm p-p for stationary parts. Current ISO 10816-5 threshold of 30 μm p-p is more severe for the majority of large-scale turbines than the future recommended limits that will be expressed in mm/s.
- More in depth analysis of the physical relationships identified in this report

7 References

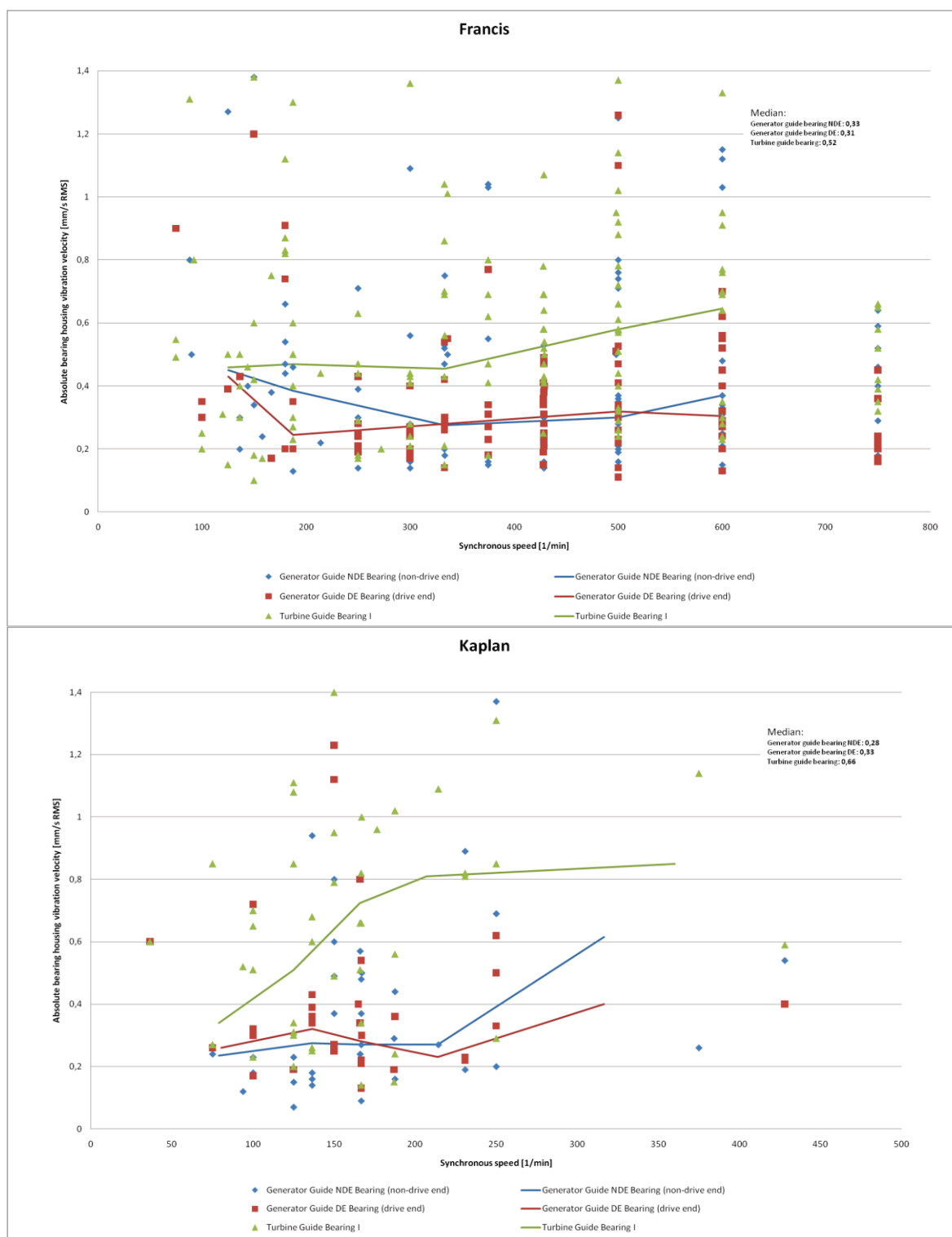
- [1] M. Nässelqvist, *Simulation and Characterization of Rotordynamic Properties for Hydropower Units*. Luleå: Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Division of Solid Mechanics, Luleå University of Technology
- [2] IEEE Standard for Hydraulic Turbine and Generator Integrally Forged Shaft Couplings and Shaft Runout Tolerances, IEEE Power Engineering Society, Reaffirmed 14 May 2001

Appendix 1

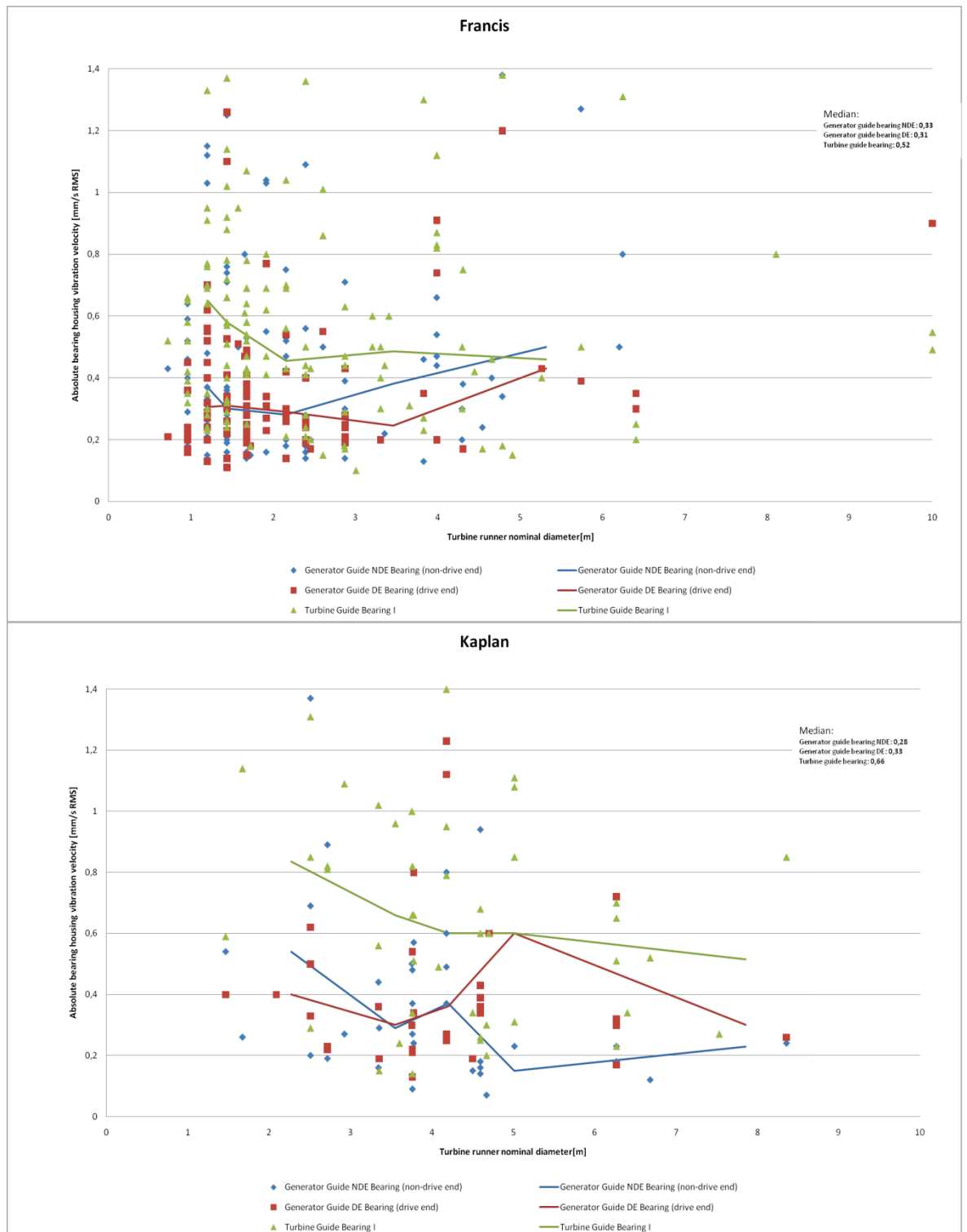


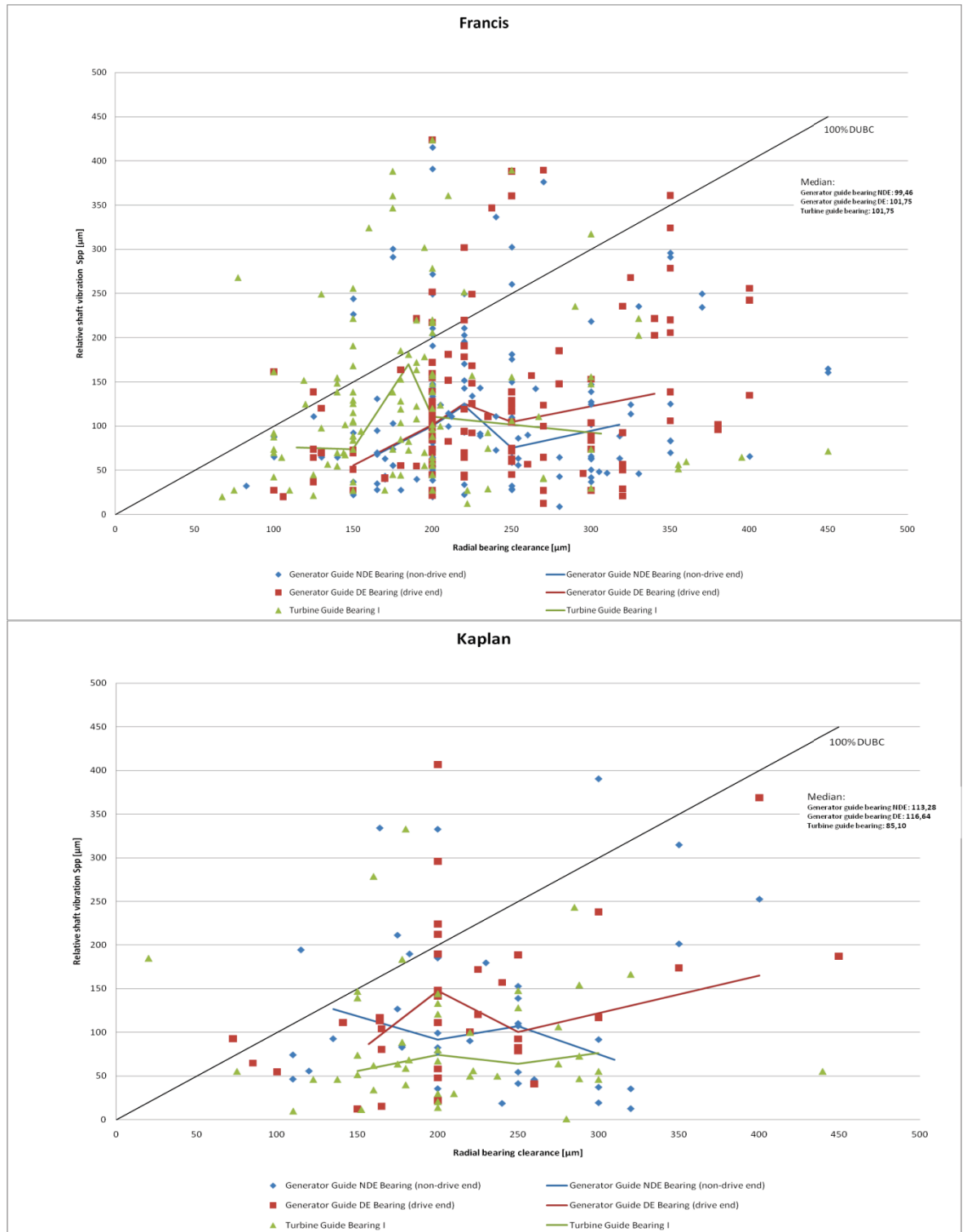


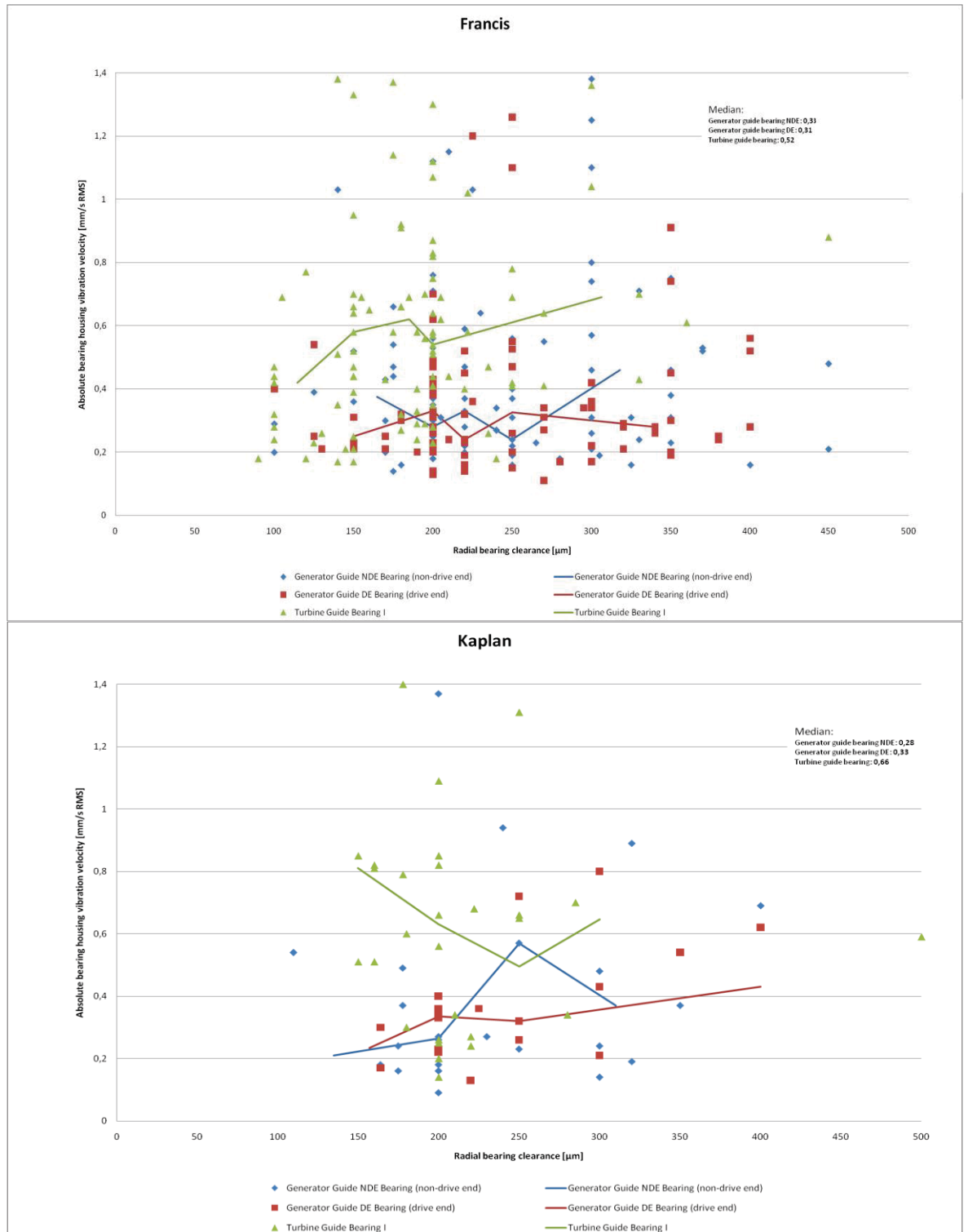




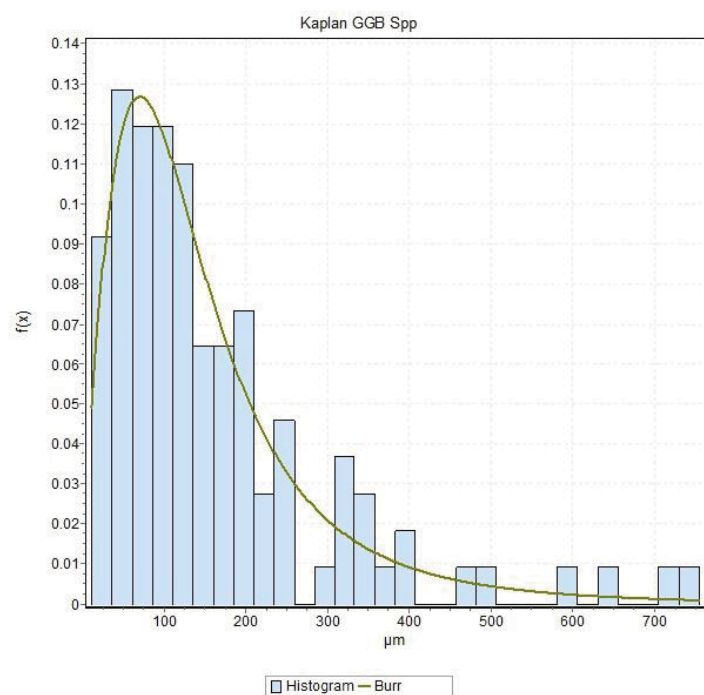
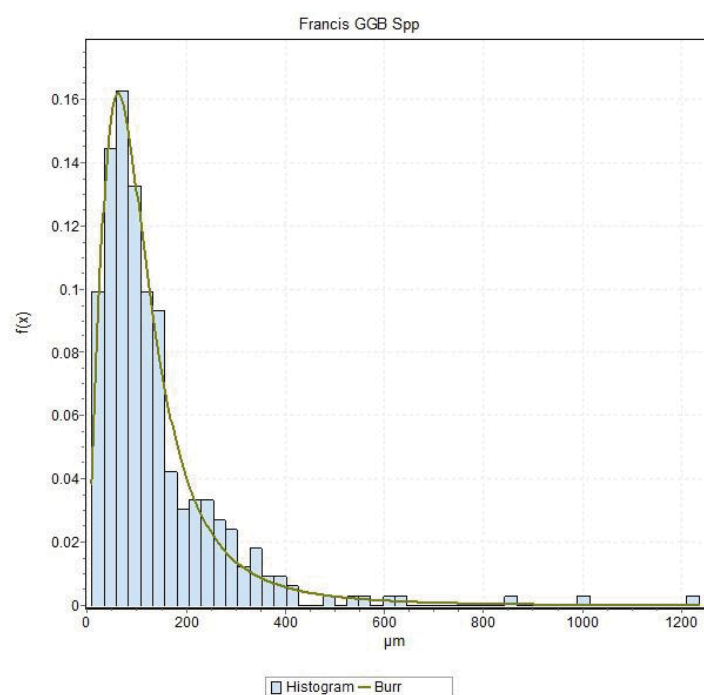


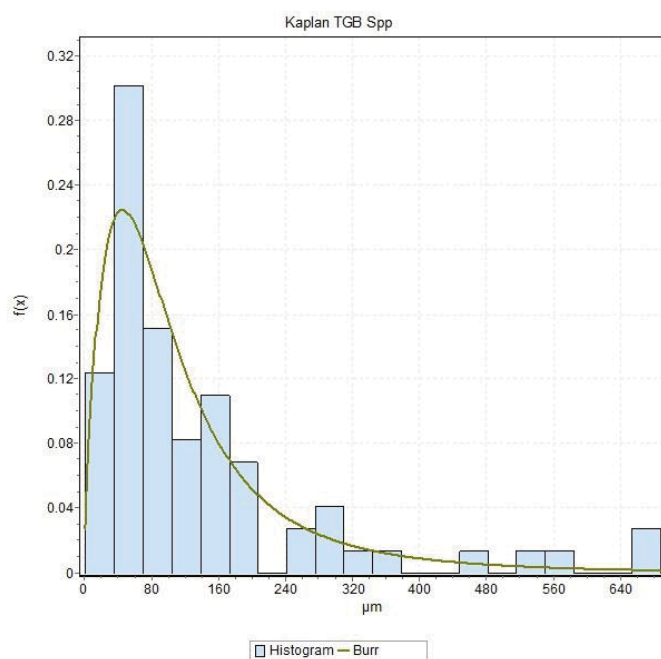
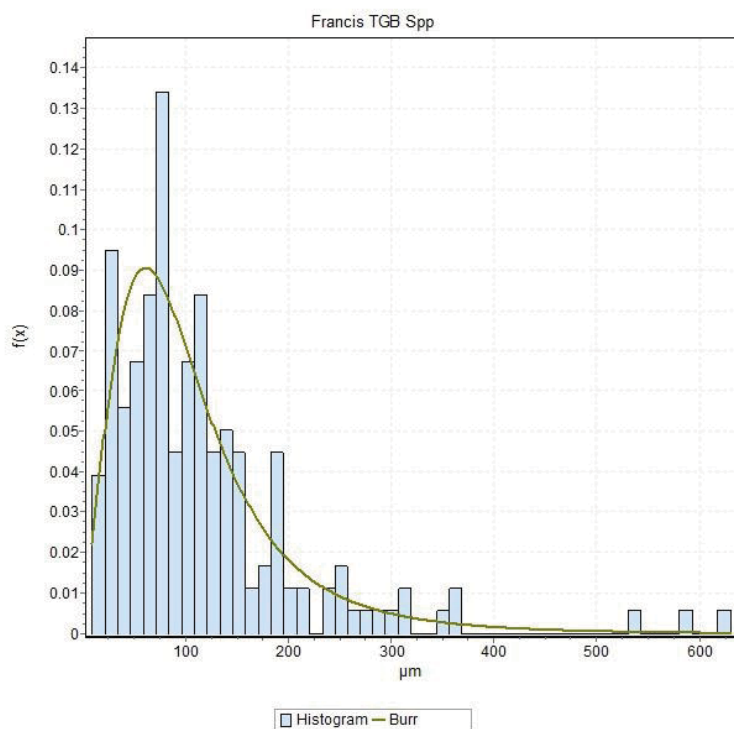


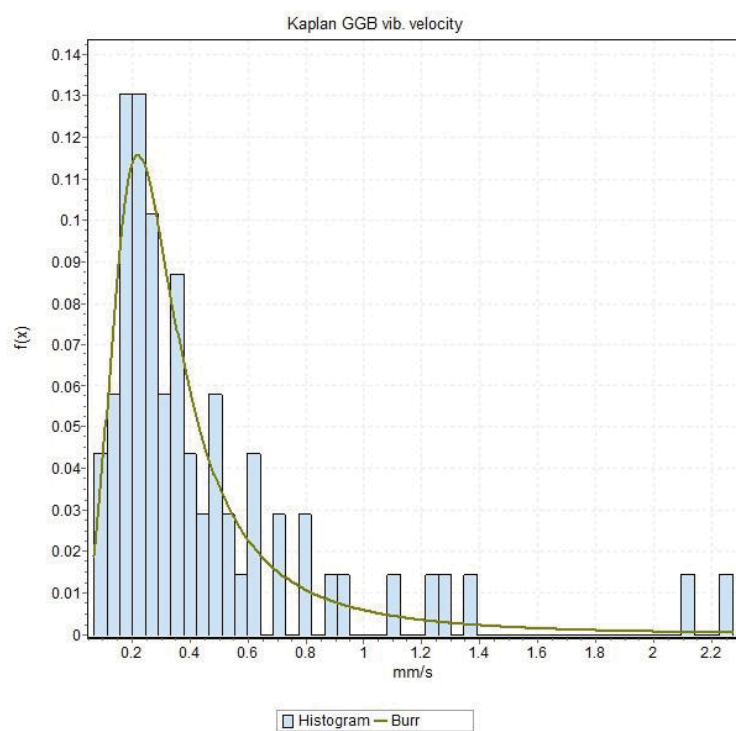
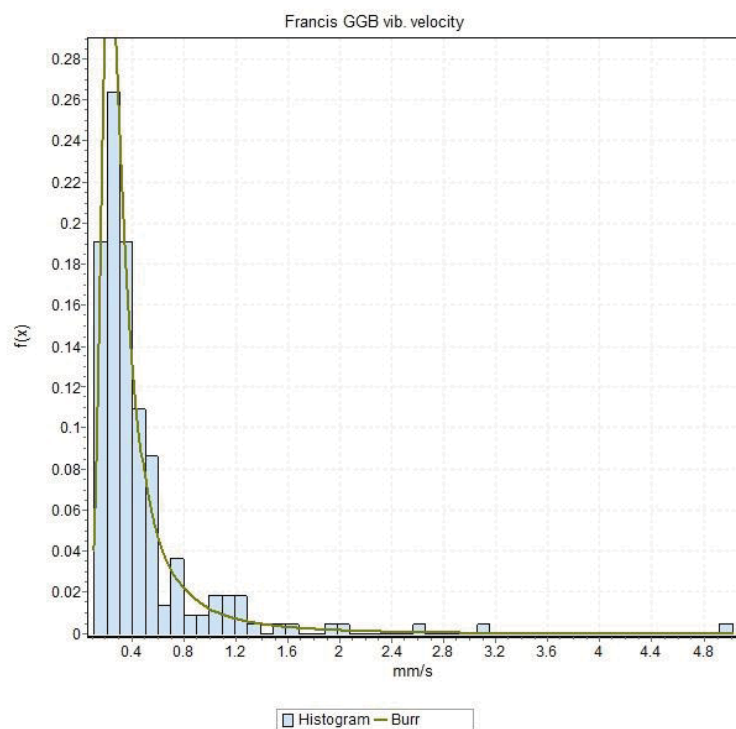


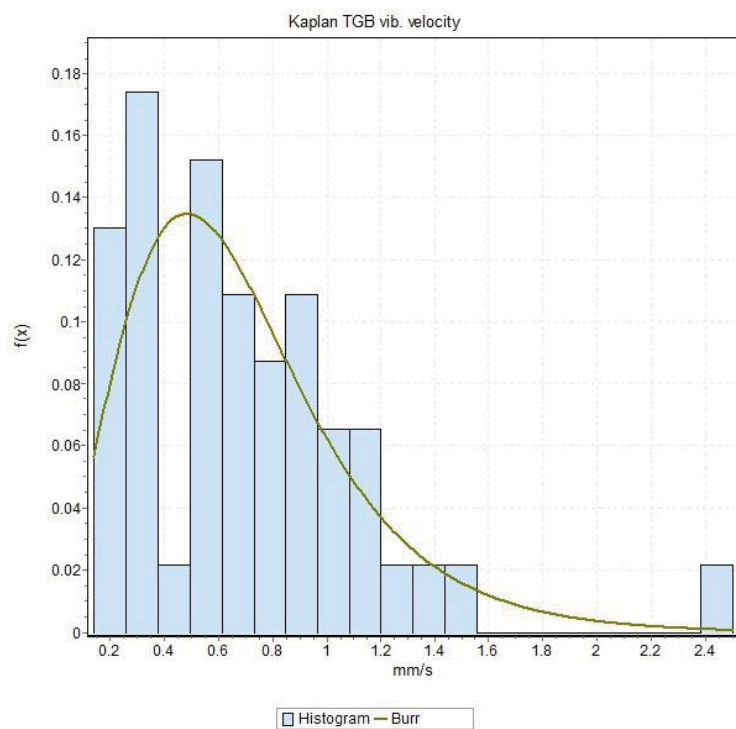
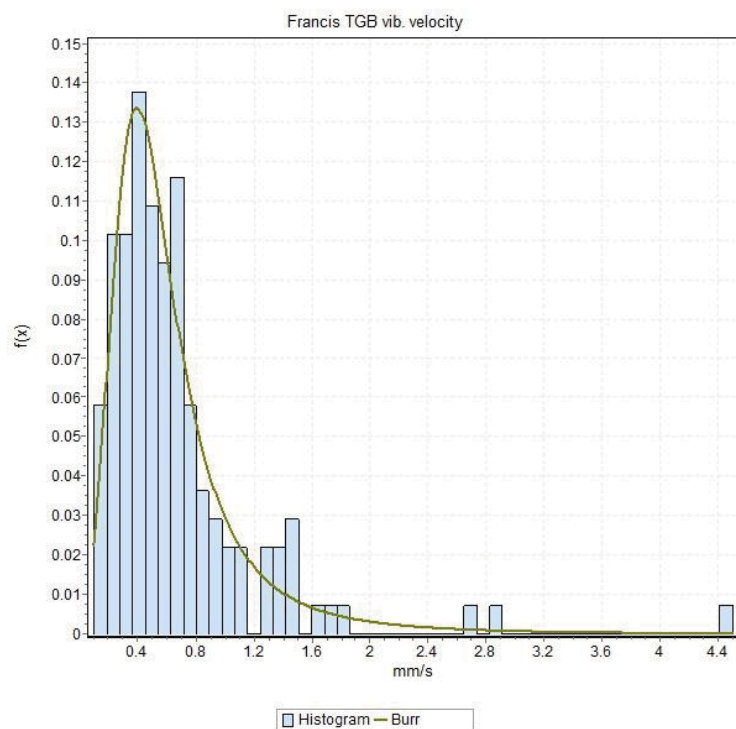


Appendix 2









Sammanställning av VRDs åtaganden i SVC-projekt 10157 "Utveckling av mät- och analysmetoder samt normer för vibrationer på vattenkraftsaggregat 2010"

Del 2 i projektet: *"Fyrgivarmetoden testas och utvärderas på en anläggning. Sambandet mellan kraft och axelförskjutning beskrivs."*

Denna del har utvärderats på Forsmo G4 och i "rotorrigg" på VRD, sambanden finns beskrivna i Mattias avhandling.

Del 4 i projektet: *"Fysikaliskt samband mellan kraft och axelförskjutning formuleras".*

Samma svar som i föregående fråga samt att Vattenfall driver ett projekt där ett vibrationsövervakningssystem baserat på "4-givarmetoden" kommer att installeras på Älvkarleby G6. Att få de som arbetar med normerna att frånga statistiska metoder och istället tillämpa fysikaliska metoder har gått trögare än väntan vilket medfört att denna process fortfarande pågår.

Del 5 i projektet: *"Harmonisering mellan ISO1940, ISO 10816-5 och 7919-5, problem och möjligheter. Denna fråga diskuteras internationellt och vi kommer att ge våra synpunkter på dessa normer och deras harmonisering."*

Vi har gett vår synpunkt på dessa normer (i min avhandling, artiklar, Tk4 m.m.)

Del 6 i projektet: *"Dimensionerande krafter för lager redovisas av leverantörerna".*

Frågan gällande laster på lager har varit uppe under möten i projekt 10198 "harmonisering rotordynamik". Lagers förmåga att hantera höga laster är sällan begränsande, det är i regel andra komponenter i vattenkraftaggregatet som är dimensionerande gällande maximal lastnivå.

Del 8 i projektet: *"Vid mätningarna på aggregatet kommer vi att studera om egenfrekvenserna kan mätas".*

Examensarbete gällande denna fråga var under uppstart 2011 på VRD (finansiering klar och mätobjekt identifierat). Dock skulle det vara nödvändigt att nyttja externa resurser gällande handledning inom signalbehandling men vid den tidpunkten tilläts ej nyttjande av externa resurser och examensarbetet blev ej av.

Generella kommentarer

Att dagens vibrationsnormer (ISO-7919-5 och ISO-10816-5) lämpar sig mindre bra till att övervaka vattenkraftaggregat har belyst vid flertalet tillfällen sedan detta projekt startade (så väl muntligt som skriftligt). Detta är en process som går relativt långsamt men detta projekt har bidragit till att branschen har fått ökad förståelse över att någon förändring bör genomföras gällande dessa normer. Parallellt med detta projekt pågår även andra aktiviteter inom detta område. En nationell arbetsgrupp arbetar med att anpassa dessa ISO-normer och har medverkat på internationella träffar med grupperingar från ISO och IEC. I denna gruppering är LTU, VRD, Sweco och Vattenfall Vattenkraft representerade. I det forskningsprojekt som Mattias N avslutade i början av 2012 presenteras även ett förslag på hur vattenkraftaggregat ska övervakas och det pågår ett pilotprojekt där denna metodik implementeras på ett vattenkraftaggregat (under en utvärderingsperiod kommer det nya övervakningssystemet att vara installerat parallellt med det befintliga systemet för att efter utvärderingsperiodens slut ersätta det befintliga systemet).

Under den tidsperiod som detta projekt har genomfört har frågan gällande analys och mätmetoder kommit upp på agendan, kvar är dock att få acceptans för de fysikaliska modellerna (istället för de statistiska).

/ Mattias Nässelqvist (ÅF) & Rolf Gustavsson (VRD)

ELFORSK

SVENSKA ELFÖRETAGENS FORSKNINGS- OCH UTVECKLINGS - ELFORSK - AB

Elforsk AB, 101 53 Stockholm. Besöksadress: Olof Palmes Gata 31

Telefon: 08-677 25 30, Telefax: 08-677 25 35

www.elforsk.se