

**Passieve mechanismen voor
demping van bladzwaaitrillingen**

T.G. van Engelen, G.P. Corten

Abstract

Zwaaitrillingen vormen een ernstig probleem voor stall turbines en kunnen onder bepaalde condities ook bij bladhoek geregelde turbines naar vaanstand optreden. De demping van deze trillingen kan worden verhoogd met een radiaal georiënteerd massa-veer-systeem. De werking berust op het Coriolis-effect. Het voordeel van zo'n radiaaldemper ten opzichte van reeds bestaande tangentialdempers is de veel grotere beschikbare ruimte voor montage in het blad.

De werking van deze twee dempersystemen is vergeleken via een parameterstudie. Hierin is de gevoeligheid uitgezocht voor variaties in de massa, eigenfrequentie en dempingsgraad van het dempersysteem. De demperwerking is beoordeeld op grond van de bereikte effectieve dempingsgraad en de uitwijkingsgevoeligheid van de dempermassa. Het blijkt dat de tangentialdemper veel minder gevoelig is voor parameteronzekerheden en bovendien een veel sterker dempende werking heeft. Door de vereiste zeer nauwkeurige afstemming van de dimensioering van de radiaaldemper op de bladeigenschappen wordt verdere ontwikkeling niet zinvol geacht, mede omdat ook de dempende werking beperkt is.

De gevoeligheidsanalyse van de tangentialdemper voor de diverse parametervariaties draagt bij tot verhoging van het inzicht dat vereist is om deze succesvol toe te passen.

Acknowledgement

Erkentelijkheid gaat uit naar Koert Lindenburg, Paul Souillïe en Peter Eecen voor discussies over haalbaarheidsaspecten en alternatieve dempingsmethoden.

INHOUD

1. INTRODUCTIE	5
2. MODEL VOOR PAMETERSTUDIE	6
2.1 Modelvergelijkingen radiaaldemper	6
2.2 Modelvergelijkingen tangenciaaldemper	8
2.3 Parameter voor bladwaai-effectieve demping	8
2.4 Parameter voor demperactiviteit	10
3. DEMPINGSVERHOOGING EN DEMPERACTIVITEIT	11
3.1 Turbineparameters en startwaarden demperparameters	11
3.2 Variatie van massa, eigenfrequentie en dempingsgraad in demper- systeem	12
4. CONCLUSIE	15

1. INTRODUCTIE

Het hier beschreven onderzoek betreft de waardebeoordeling van een alternatieve methode voor het passief dempen van zwaaitrillingen in de rotorbladen. Het behoort tot het door NOVEM gefinancierde project 2020-01-12-10-003, 'Ontwerpgereedschap voor het integraal ontwerpen van windturbineregelingen' (ECN projectnummer 7.4153). Zwaaitrillingen vormen een ernstig probleem voor stall turbines. Echter ook bij bladhoek geregelde turbines naar vandaan treden er condities (werkpunten) met zeer geringe of zelfs negatieve aerodynamische demping in zwaairichting. Het hangt dan van de turbulentiegraad af in hoeverre de bladtrillingen aangroeien; bij lage turbulentie blijft een turbine immers langer werkzaam rond een bepaald werkpunt.

De onderzochte dempingsmethode is passief en berust op krachtwerking in zwaairichting door een radiaal georiënteerd massa-veer-demper-systeem (Coriolis-effect). De aanleiding om deze methode te onderzoeken is het gegeven dat een blad in radiale richting veel meer ruimte biedt om een dempersysteem te huisvesten dan in tangentiële richting. Tangentieel georiënteerde passieve bladdempers bestaan reeds maar blijken moeilijk betrouwbaar te kunnen worden geïmplementeerd. In dit rapport wordt een vergelijking gemaakt tussen deze twee 'blad-individuele' dempingsmethoden.

Andere bestaande methoden om bladtrillingen in zwaairichting te dempen zijn niet blad-individueel maar berusten op krachtwerking op de rotornaaf. Nadeel hiervan is dat alleen die bladtrillingen worden gedempt die op de naaf 'door het dempersysteem worden waargenomen'. Via het elektro-mechanisch tegenkoppel kunnen bijvoorbeeld alleen collectieve, ook wel asymmetrisch genoemde, zwaaitrillingen worden gedempt. Symmetrische zwaaitrillingen leiden niet tot variaties in het aandrijvende koppel en kunnen dan ook *niet* met het generatorkoppel worden aangepakt. Omdat deze trillingen wel dwarskrachtsvariaties op de rotornaaf veroorzaken kan een dempingssysteem met zijwaartse oriëntatie in de gondel hiervoor worden ingezet (patent NEG-Micon op vloeistofdemper). Dit laatste dempingssysteem is dan weer niet geschikt voor *collectieve* zwaaitrillingen.

2. MODEL VOOR PAMETERSTUDIE

De effectiviteit en gevoeligheid van een radiaaldemper wordt vergeleken met die van een tangentialdemper. Hiervoor is een geïmplementeerd model nodig van beide systemen inclusief dat van het blad voor wat betreft de zwaaibeweging. Daarnaast is een analysemethode noodzakelijk. In de eerste twee paragrafen worden de modelvergelijkingen voor de radiaal- en tangentialdemper gegeven. In de daarop volgende twee paragrafen worden parameters gedefinieerd voor de effectiviteit.

2.1 Modelvergelijkingen radiaaldemper

Figuur 2.1 geeft de ligging van de radiaaldemper in het rotorblad weer. Het werkingsprincipe kan worden verklaard uit deze figuur. De bladzwaai-dynamica is hierbij gemodelleerd als een star lichaam dat met een rotatieveer en -demper verbonden is met de rotornaaf; het starre lichaam is in de figuur gesymboliseerd door de bladmassa m_b op de ‘traagheidsstraal’ R . De rotatieveer en demper worden gesymboliseerd door stijfheid γ_b [Nm/rad] en demperconstante κ_b [Nm/(rad/s)].

Bij constant toerental Ω en afwezigheid van bladzwaai ($\dot{\phi} = 0$) zal de dempermassa een radiale positie $r_0 + x_0$ aannemen waarbij de centrifugaalkracht op de dempermassa m_d precies gecompenseerd wordt door de demperveer met stijfheid c_d [N/m]:

$$m_d \cdot \Omega^2 \cdot (r_0 + x_0) = c_d \cdot x_0 \quad (2.1)$$

Een verhoging van de rotatiesnelheid met $\dot{\phi}$ leidt tot een grotere centrifugaalkracht waardoor de dempermassa naar buiten beweegt met snelheid \dot{x} . Deze dempermassa wordt ‘meegenomen’ in tangentiële richting door het roterende blad, waardoor het radiaaldemper-huis een reactiekracht op het blad zal uitvoeren tegen de richting van $\dot{\phi}$ in. Dit wordt het Coriolis-effect genoemd. Tevens wordt de tangentiële snelheid van de dempermassa verhoogt als gevolg van de toerentaltoename $\dot{\phi}$. Voor de totale contactkracht F_d tussen blad en demper geldt dan

$$F_d = 2 \cdot m_d \cdot (\Omega + \dot{\phi}) \cdot \dot{x} + m_d \cdot (r_0 + x) \cdot \ddot{\phi} \quad (2.2)$$

Naast deze contactkracht wordt door de wind het koppel T_b in zwaairichting veroorzaakt. De bewegingsvergelijking voor de zwaaibeweging wordt dan:

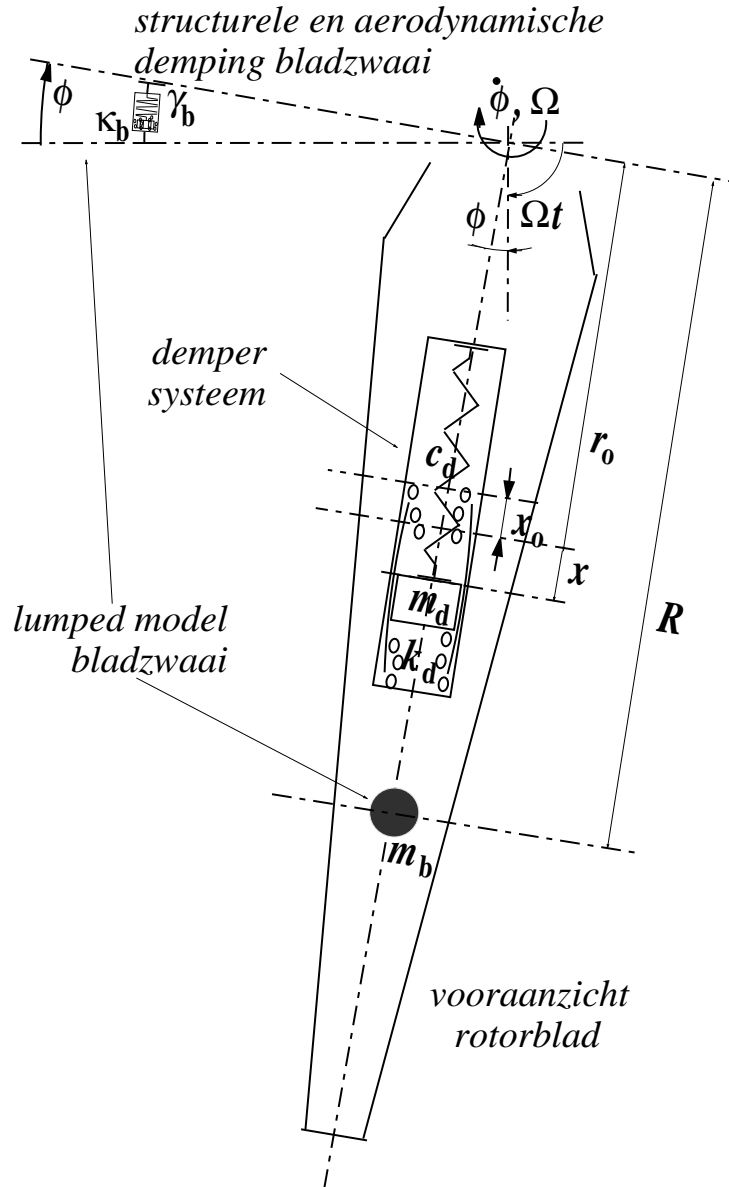
$$J_b \cdot \ddot{\phi} + \kappa_b \cdot \dot{\phi} + \gamma_d \cdot \phi = T_b - 2 \cdot m_d \cdot (r_0 + x) \cdot (\Omega + \dot{\phi}) \cdot \dot{x} - m_d \cdot (r_0 + x)^2 \cdot \ddot{\phi} \quad (2.3)$$

Met J_b gelijk aan het product van de bladmassa m_b en het kwadraat R^2 van de traagheidsstraal.

De radiaaldemper ondervindt in radiaalrichting alleen de centrifugaalkracht. Naast massa m_d en stijfheid c_d heeft de radiaaldemper dempingswerking via de demperconstante k_d [N/(m/s)]. De bewegingsvergelijking wordt dan:

$$m_d \cdot \ddot{x} + k_d \cdot \dot{x} + c_d \cdot x = m_d \cdot (\Omega + \dot{\phi})^2 \cdot (r_0 + x) \quad (2.4)$$

De modelvergelijkingen voor de parameterstudie worden verkregen door linearisatie waarbij Ω constant wordt verondersteld. De gemiddelde radiale positie



Figuur 2.1 Layout van radiaal georiënteerd dempersysteem tegen zwaaitrillingen

$r_0 + x_0$ van de dempermassa wordt verder r_d genoemd. Tevens wordt gebruik gemaakt van de gecorrigeerde bladzwaaitraagheid J'_b en demperstijfheid c'_d :

$$\begin{aligned} r_d &= r_0 + x_0 \\ J'_b &= J_b + m_d \cdot r_d^2 \\ c'_d &= c_d + m_d \cdot \Omega^2 \end{aligned} \quad (2.5)$$

De volgende gekoppelde lineaire bewegingsvergelijkingen zijn dan geldig:

$$\begin{aligned} J'_b \cdot \ddot{\phi} + \kappa_b \cdot \dot{\phi} + \gamma_d \cdot \phi &= T_b - 2 \cdot m_d \cdot r_d \cdot \Omega \cdot \dot{x} \\ m_d \cdot \ddot{x} + k_d \cdot \dot{x} + c'_d \cdot x &= 2 \cdot m_d \cdot r_d \cdot \Omega \cdot \dot{\phi} \end{aligned} \quad (2.6)$$

2.2 Modelvergelijkingen tangentialdemper

De tangentialdemper bestaat ook uit een massa-veer-systeem, echter nu in tangential richting aangebracht in het blad. De dempermassa heeft relatieve uitwijking y op straal r_d . De versnelling van m_d in tangentialrichting bedraagt dan $\ddot{\phi} \cdot r_d + \ddot{y}$. Voor de contactkracht F_d tussen blad en demperhuis geldt dan:

$$F_d = m_d \cdot (\ddot{\phi} \cdot r_d + \ddot{y}) \quad (2.7)$$

Het blad ondervindt naast deze contactkracht op straal r_d ook het windkoppel T_b . De nu tangentieel geöriënteerde dempermassa ondervindt alleen krachten door veer- en demperwerking. De modelvergelijkingen worden dan:

$$\begin{aligned} J_b \cdot \ddot{\phi} + \kappa_b \cdot \dot{\phi} + \gamma_d \cdot \phi &= T_b - m_d \cdot r_d \cdot (\ddot{\phi} \cdot r_d + \ddot{y}) \\ m_d \cdot (\ddot{\phi} \cdot r_d + \ddot{y}) + k_d \cdot \dot{y} + c_d \cdot y &= 0 \end{aligned} \quad (2.8)$$

Deze vergelijkingen zijn reeds lineair. Ze worden alleen geherrangschikt en er wordt gebruik gemaakt van het gecorrigeerde bladtraagheidsmoment J'_b :

$$\begin{aligned} J'_b \cdot \ddot{\phi} + \kappa_b \cdot \dot{\phi} + \gamma_d \cdot \phi &= T_b - m_d \cdot r_d \cdot \ddot{y} \\ m_d \cdot \ddot{y} + k_d \cdot \dot{y} + c_d \cdot y &= -m_d \cdot r_d \cdot \ddot{\phi} \end{aligned} \quad (2.9)$$

2.3 Parameter voor bladzwaai-effectieve demping

Het doel van de modellen is om na te gaan in hoeverre de demping van de bladzwaai-beweging te verhogen is door verstandige keuzes voor de demperparameters m_d , k_d en c_d . Hiervoor wordt de exponentiële dempingsgraad β_{zw} als parameter gebruikt. Zonder dempersysteem gelden de volgende uitdrukkingen voor dempingsgraad β_{zw} en het daarmee samenhangende tijdverloop $\phi(t)$ van het vrije vervolg voor de bladzwaaitrilling (K en ψ bepaalt door beginwaarden $\phi(0)$ en $\dot{\phi}(0)$):

$$\begin{aligned} \beta_{zw} &= \frac{\kappa_b}{2\sqrt{J_b \cdot \gamma_b}} \\ \phi(t) &= K \cdot e^{-\beta_{zw} \cdot \omega_{b0} \cdot t} \cdot \cos(\sqrt{1 - \beta_{zw}^2} \cdot \omega_{b0} \cdot t - \psi) \end{aligned} \quad (2.10)$$

De afname van de trillingsamplitude bedraagt dan bij zeer goede benadering $(1 - e^{-\beta_{zw} \cdot 2\pi}) \cdot 100\%$ per periode (logaritisch decrement). De periodetijd volgt uit de voor demping gecorrigeerde eigenfrequentie $\sqrt{1 - \beta_{zw}^2} \cdot \omega_{b0}$ met ω_{b0} de ongedempte eigenfrequentie in rad/s:

$$\omega_{b0} = \sqrt{\gamma_b / J_b} \quad (2.11)$$

Tabel 2.1 geeft voor een aantal waarden van de dempingsgraad de bijbehorende waarde voor het logaritisch decrement en voor de daarvoor veel gebruikte benadering $2\pi\beta_{zw}$:

Voor de beoordeling van de demperwerking dienen we deze dempingsgraad te bepalen voor de gekoppelde demper- en bladzwaai-vergelijking (β_{zw}^{eff}). De relatief eenvoudige uitdrukking voor β_{zw} in het geval van het blad zonder demper is nu niet van toepassing. De totale modelorde is nu vier in plaats van twee, hetgeen betekent dat er sprake is van twee eigenbewegingen met elk een eigen dempingsgraad. Het is dan niet duidelijk welke dempingsgraad of welke combinatie van toepassing is

Tabel 2.1 *Dempingsgraad, logaritmisch decrement en benadering bij lage dempingsgraad*

dempingsgraad β_{zw}	log decrement $1 - e^{-\beta_{zw} \cdot 2\pi}$	benaderd log decrement $2\pi\beta_{zw}$
0.0050	0.0309	0.0314
0.0100	0.0609	0.0628
0.0200	0.1181	0.1257
0.0300	0.1718	0.1885
0.0500	0.2696	0.3142
0.0900	0.4319	0.5655
0.1300	0.5582	0.8168
0.1700	0.6564	1.0681
0.2500	0.7921	1.5708

voor de bladzwaaitrilling. Echter, door terug te gaan naar waar het eigenlijk om gaat, kunnen we de bladzwaai-effectieve dempingsgraad β_{zw}^{eff} toch bepalen.

Zoals eerder vermeld bepaalt de dempingsgraad de afname van de trilingsamplitude per periode indien er geen aanstoting (meer) plaatsvindt. Bij de windturbine hebben we te maken met voortdurende aanstoting als gevolg van turbulentie. Bij zeer laagfrequente variaties T_b^{LF} in het aandrijvende zwaai-koppel buigt het blade ‘quasi-statisch’, dat wil zeggen alsof de variatie een constant niveau aanneemt. Alleen de stijfheid speelt dan een rol:

$$\phi^{LF} = T_b^{LF} / \gamma_b \quad (\text{versterking } \alpha^{LF} = 1/\gamma_b) \quad (2.12)$$

Waar het nu om gaat is de verhouding tussen deze quasi-statische versterking α^{LF} en de dynamische versterking bij meer hoogfrequente variaties in T_b . In de eigenfrequentie is de dynamische versterking het hoogst (α^{ω_0}). De dempingsgraad β_{zw} voor het blad zonder demper bepaalt eenduidig de verhouding tussen deze dynamische en de statische versterking:

$$\frac{\alpha^{\omega_0}}{\alpha^{LF}} = \frac{1}{2\beta_{zw}} \quad (2.13)$$

Met overdrachtsfunctie-analyse kan deze verhouding ook voor het gekoppelde blad-demper-model worden bepaald. Hiervoor wordt eerst de overdrachtsfunctie van windkoppel naar bladzwaai-uitwijking bepaald door gebruik te maken van de differentiaal-operator $\frac{d}{dt}$.

Voor de radiaaldemper wordt de snelheid \dot{x} van de dempermassa hierbij als volgt uitgedrukt in de bladzwaaisnelheid $\dot{\phi}$:

$$\dot{x} = \frac{2 \cdot m_d \cdot r_d \cdot \Omega \cdot \frac{d}{dt}}{m_d \cdot \frac{d^2}{dt^2} + k_d \cdot \frac{d}{dt} + c'_d} (\dot{\phi}) \quad (2.14)$$

Substitutie hiervan in de bladvergelijking levert:

$$(m_d \cdot \frac{d^2}{dt^2} + k_d \cdot \frac{d}{dt} + c'_d) (J'_b \cdot \frac{d^2}{dt^2} + \kappa_b \cdot \frac{d}{dt} + \gamma_d) (\phi) = (m_d \cdot \frac{d^2}{dt^2} + k_d \cdot \frac{d}{dt} + c'_d) (T_b) - 4 \cdot m_d^2 \cdot r_d^2 \cdot \Omega^2 \frac{d^2}{dt^2} (\phi) \quad (2.15)$$

Door nu de differentiaal-operator te vervangen door de Laplace operator s wordt de overdrachtsfunctie van T_b naar ϕ verkregen:

$$H_{\phi T_b}^{(x)}(s) \triangleq \frac{\phi(s)}{T_b(s)} = \frac{m_d s^2 + k_d s + c'_d}{(m_d s^2 + k_d s + c'_d) (J'_b s^2 + \kappa_b s + \gamma_d) + 4m_d^2 r_d^2 \Omega^2 s^2} \quad (2.16)$$

Voor de tangentialdemper wordt de versnelling \ddot{y} van de dempermassa als volgt uitgedrukt in de bladzwaaiersnelling $\ddot{\phi}$

$$\ddot{y} = \frac{-m_d \cdot r_d \cdot \frac{d^2}{dt^2}}{m_d \cdot \frac{d^2}{dt^2} + k_d \cdot \frac{d}{dt} + c_d} \left(\ddot{\phi} \right) \quad (2.17)$$

Substitutie hiervan in de bladvergelijking, vervanging van de differentiaaloperator door de Laplace operator levert, en herrangschikking levert de overdrachtsfunctie van T_b naar ϕ :

$$H_{\phi T_b}^{(y)}(s) \triangleq \frac{\phi(s)}{T_b(s)} = \frac{m_d s^2 + k_d s + c'_d}{(m_d s^2 + k_d s + c_d) (J_b' s^2 + \kappa_b s + \gamma_d) - m_d^2 r_d^2 s^2} \quad (2.18)$$

De versterking van de overdrachtsfunctie voor frequentie ω is gelijk aan de grootte $|H_{\phi T_b}(s)|$ voor $s = j \cdot \omega$. De effectieve dempingsgraad β_{zw}^{eff} wordt dan als volgt teruggerekend uit deze overdrachtsfunctie:

$$\beta_{zw}^{\text{eff}} = \frac{1}{2 \cdot |H_{\phi T_b}(j \cdot \omega_{b_0}''')| \cdot \gamma_b} \quad (2.19)$$

met daarin ω_{b_0}''' een frequentie dicht bij ω_{b_0} waarvoor de dynamische versterking maximaal is.

2.4 Parameter voor demperactiviteit

Een tweede doel van de modellen is om na te gaan welke uitwijkingen de dempermassa ondergaat. De maximale uitwijking moet natuurlijk ‘binnen het blad passen’. De parameter die hieraan verbonden wordt is de maximale dynamische versterking van de variatie in het windkoppel naar de dempermassa-uitwijking ($\hat{\alpha}$). Hiervoor dient de betreffende overdrachtsfunctie beschikbaar te zijn. De overdrachtsfunctie van windkoppel naar dempermassa-uitwijking wordt op soortgelijke wijze verkregen als voor de bladzwaai-uitwijking in de vorige paragraaf. Voor de radiaaldemper, met uitwijking x , geldt dan:

$$H_{x T_b}(s) \triangleq \frac{x(s)}{T_b(s)} = \frac{2m_d r_d \Omega s}{(m_d s^2 + k_d s + c'_d) (J_b' s^2 + \kappa_b s + \gamma_d) + 4m_d^2 r_d^2 \Omega^2 s^2} \quad (2.20)$$

Voor de tangentialdemper, met uitwijking y , geldt:

$$H_{y T_b}(s) \triangleq \frac{y(s)}{T_b(s)} = \frac{-m_d r_d}{(m_d s^2 + k_d s + c_d) (J_b' s^2 + \kappa_b s + \gamma_d) - m_d r_d s^2} \quad (2.21)$$

De maximale dynamische versterking wordt uitgedrukt in [m/kNm]. Voor de demperactiviteit-parameter $\hat{\alpha}$ geldt dan (ω_{b_0}''' voor maximale versterking):

$$\begin{aligned} \hat{\alpha}^x &= |H_{x, T_b}(j \cdot \omega_{b_0}''')| \cdot 1000 \\ \hat{\alpha}^y &= |H_{y, T_b}(j \cdot \omega_{b_0}''')| \cdot 1000 \end{aligned} \quad (2.22)$$

3. DEMPINGSVERHOOGING EN DEMPERACTIVITEIT

Het model voor beoordeling van de passieve bladdempersystemen kan pas gebruikt worden als het geparametriseerd is. In de eerste paragraaf van dit hoofdstuk worden de relevante machineparameters gegeven voor een windturbine in de multi MW klasse. Tevens worden karakteristieke ontwerpwaarden bepaald voor de demperparameters en de daarbij behorende ‘nominale demperwerking’. In de daarop volgende paragraaf wordt een parameterstudie beschreven waarin respectievelijk de massa, eigenfrequentie en dempingsgraad van het dempersysteem zijn gevarieerd.

3.1 Turbineparameters en startwaarden demperparameters

Uit het vorige hoofdstuk bleek al dat slechts enkele turbineparameters vereist zijn om op het blad aangebrachte passieve bladdempersystemen te kunnen vergelijken. Dit zijn het toerental Ω , het bladzwaai-traagheidsmoment J_b en de bladzwaai-equivalente rotatieveer- en rotatiedemperconstante κ_b en $\gamma_r mb$ in de bladwortel. Daarnaast is de rotorstraal R_b vereist voor de uiterste ligging van het dempersysteem. Omtrent de demperconstante bestaat vaak onzekerheid. Deze wordt aerodynamisch beïnvloed en wel afhankelijk van het werkpunt, waarbij zowel dempingsverhoging als dempingsverlaging kan optreden. Hierom wordt elke parametervariatie voor een aantal dempingsconstanten doorgevoerd. Tabel 3.1 geeft de gebruikte waarden van de machine-parameters, met de daarmee corresponderende ongedempte bladeigenfrequentie ω_{b_0} en dempingsgraad β_{zw} .

Tabel 3.1 *Turbineparameters voor dempervergelijk*

parameter	dimensie	waarde(n)
toerental Ω	[rad/s]	1.50
traagheidsmoment J_b	[kgm ²]	$3.6 \cdot 10^6$
rotatieveerconstante γ_b	[MNm/rad]	$1.4 \cdot 10^3$
eigenfrequentie ω_{b_0}	[rad/s]	20.0
dempingsconstante κ_b	[MNm/(rad/s)]	- 2.88, -1.44, -0.720, 0, 0.720, 1.44, 2.88
dempingsgraad β_{zw}	[-]	- 0.02, -0.01, -0.005, 0, 0.005, 0.01, 0.02

De bepaling van de potentiële dempingsverhoging en daarbij behorende demperactiviteit, alsmede de gevoeligheid voor parametervariatiën, vereist weloverwogen keuzes voor de demperparameters. Het ‘optimum’ kan namelijk alleen gevonden of goed benaderd worden als dit omvat wordt door het bereik van de parameterstudie. Uitgebreid vooronderzoek met de gebruikte turbineparameters heeft geleid tot de volgende uitgangspunten voor de parameterstudie:

- (gecorrigeerde) demper-eigenfrequentie = gecorrigeerde blad-eigenfrequentie:

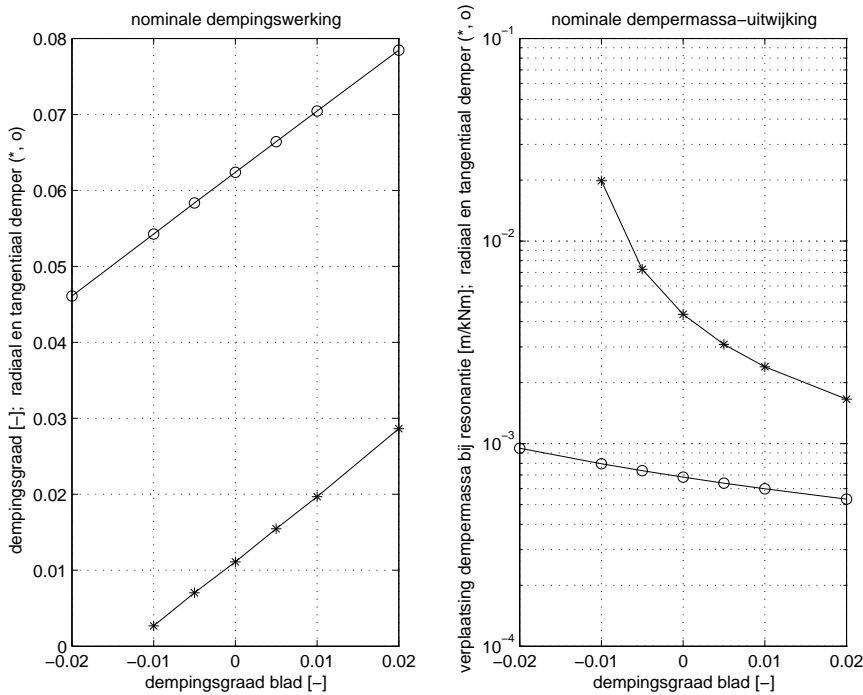
$$\begin{aligned}
 \text{radiaaldemper: } \quad \omega'_{d_0} = \omega'_{b_0} &\Leftrightarrow \frac{c_d - m_d \cdot \Omega^2}{m_d} = \frac{\gamma_b}{J_b + m_d \cdot r_d^2} \\
 \text{tangentialdemper: } \quad \omega_{d_0} = \omega'_{b_0} &\Leftrightarrow \frac{c_d}{m_d} = \frac{\gamma_b}{J_b + m_d \cdot r_d^2}
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

- dempingsgraad β_d bedraagt 0.02 voor radiaal- en 0.15 voor tangentialdemper;

- dempermassa m_d bedraagt 100 kg voor radiaal- en tangentialdemper.

De (effectieve) straal r_d waarop de demper wordt gemonteerd bedraagt onveranderlijk 40 m.

Deze parameterkeuzes leiden tot de zo gedefinieerde ‘nominale demperwerking’. Figuur 3.1 toont in de linkergrafiek de potentiële bladzwaai-effectieve dempingsgraad β_{zw}^{eff} als functie van de natuurlijke bladzwaai-dempingsgraad β_{zw} ; de rechtergrafiek bevat de daarbij behorende maximale versterking $\hat{\alpha}$ voor de demperuitwijking.



Figuur 3.1 Effectieve dempingsgraad β_{zw}^{eff} van de eerste buigzwaaimode; tangentialdemper met $\beta_d = 0.15$, radiaaldemper met $\beta_d = 0.02$; beide dempers met eigenfrequentie ω_{d_0} gelijk aan zwaai-eigenfrequentie en massa m_d van 100 kg.

Het blijkt dat de radiaaldemper de bladzwaai-effectieve dempingsgraad slechts met ca. 0.01 kan verhogen terwijl deze verhoging ca 0.06 bedraagt voor de tangentialdemper. Bij een natuurlijke demping van kleiner dan -0.01 kan de radiaaldemper de bladzwaai-beweging niet meer stabiliseren. Daarnaast is de verwachte demperuitwijking 10 tot 20 keer groter voor de radiaaldemper. Of dit laatste een probleem is zal moeten blijken uit berekeningen met een aerodynamische code onder reële turbulentie.

3.2 Variatie van massa, eigenfrequentie en dempingsgraad in dempersysteem

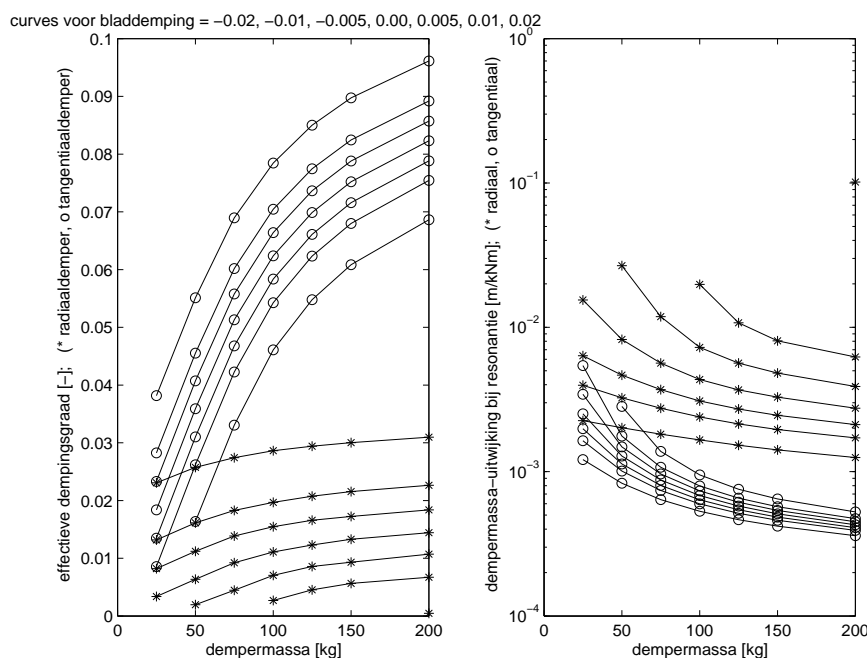
De volgende parametervariaties zijn uitgevoerd rond de nominale parameters van het dempersysteem uit de vorige paragraaf.

- massa van demper varieert van 25 tot 200 kg, fig. 3.2);
- eigenfrequentie van demper varieert tot $\pm 0.7\text{rad/s}$ (radiaal) en tot $\pm 3.5\text{rad/s}$ (tangential) rond nominaal, fig. 3.2;
- dempingsgraad van demper varieert van 0.005 tot 0.05 (radiaal) en van 0.05 tot 0.25 (tangential), fig. 3.2)

De drie gerefereerde plots bevatten in elke grafiek steeds 2 keer 7 curves; elke curve behoort bij een bladdempingsgraad, welke varieert van -0.02 tot +0.02 (zie tabel 3.1).

Dempermassa

Voor beide dempertypes blijkt bij een dempermassa van minder dan 100kg de effectieve demping snel lager te worden. De winst bij dempermassa's groter dan 100 kg is niet zo groot meer. Het is wel zo dat bij een bladdemping van -0.02 de radiaaldemper een massa nodig heeft van 200 kg om te stabiliseren.



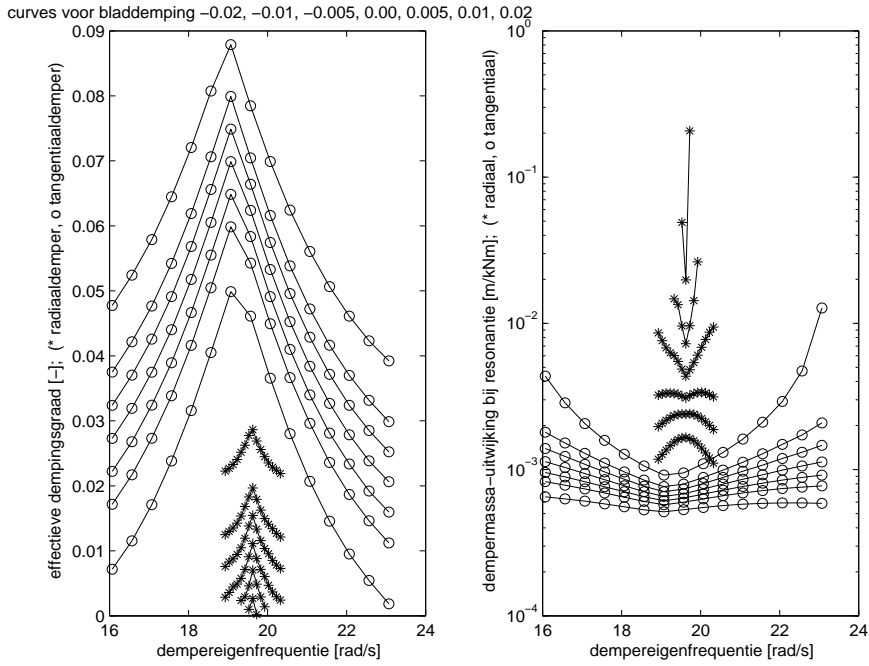
Figuur 3.2 Effectieve dempingsgraad β_{zw}^{eff} en maximale versterking voor dempermassa uitwijking $\hat{\alpha}$ bij variatie dempermassa

Eigenfrequentie demper

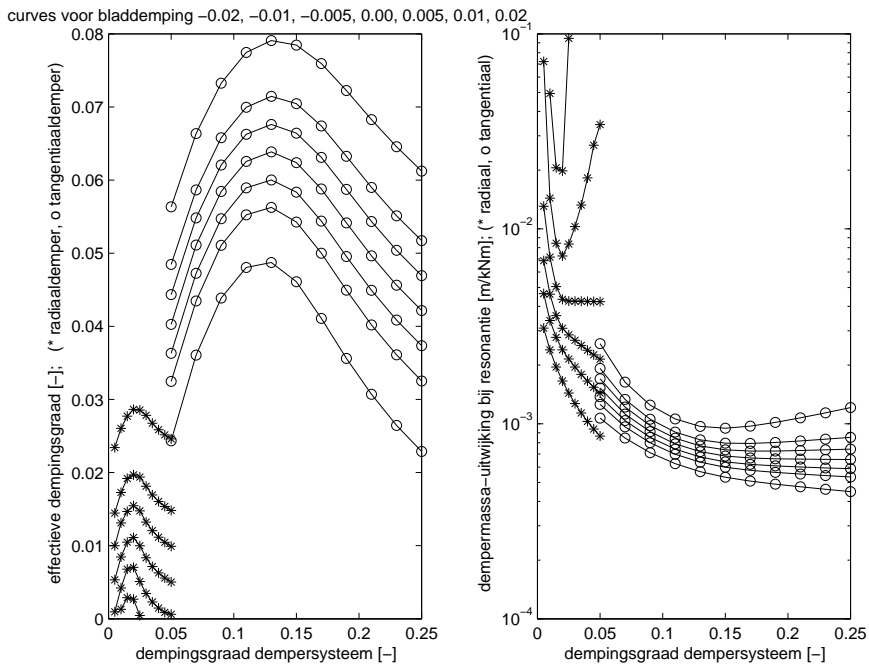
Het blijkt dat de radiaaldemper *veel* gevoeliger is voor een gewijzigde eigenfrequentie dan de tangentiaaldemper. Door variatie in toerental en constructieve onzekerheden, zowel in het blad als de demper, is het zeer de vraag of de radiaaldemper zou kunnen werken. Met name bij negatieve bladdemping is de gevoeligheid naar de eigenfrequentie erg groot. Een (opmerkelijk) gegeven voor de tangentiaaldemper is dat de beste demperwerking bereikt wordt bij een demper-eigenfrequentie die ca. 0.7 rad/s lager is dan de gecorrigeerde bladeigenfrequentie.

Dempingsgraad demper

De dempingsgraad van de demper kan zeker niet willekeurig worden gekozen. Voor de radiaaldemper blijkt het optimum tussen de 0.015 en 0.020 te liggen en voor de tangentiaaldemper tussen de 0.12 to 0.14. Deze gevoeligheid is een complicerende factor bij toepassing: de weersomstandigheden kunnen immers de dempingsgraad beïnvloeden en uitgezocht dient te worden of dempersystemen kosteneffectief geconstrueerd kunnen worden met een goed voorspelbare, gewenste dempingsgraad.



Figuur 3.3 Effectieve dempingsgraad β_{zw}^{eff} en maximale versterking voor dempermassa uitwijking $\hat{\alpha}$ bij variatie demper-eigenfrequentie



Figuur 3.4 Effectieve dempingsgraad β_{zw}^{eff} en maximale versterking voor dempermassa-uitwijking $\hat{\alpha}$ bij variatie dempingsgraad van demper

4. CONCLUSIE

De werking van radiaal en tangentiaal georiënteerde dempersystemen voor onderdrukking van bladzwaaitrillingen is vergeleken. Hiervoor is een parameterstudie uitgevoerd rond weloverwogen gekozen nominale condities. Voor multi MW turbines kunnen beide dempersystemen een negatieve dempingsgraad tot -0.01 (logaritmisch increment van 6%) omzetten naar een positieve dempingsgraad bij een demper massa van 100 kg. De eigenfrequentie van het dempersysteem dient daarbij ongeveer gelijk te zijn aan de bladzwaai-eigenfrequentie.

Het blijkt dat de tangentialdemper veel minder gevoelig is voor parameteronzekerheden en bovendien een veel sterker dempende werking heeft; negatieve dempingsgraden tot -0.02 (log increment 12%) vormen geen probleem. Voor een bladeigenfrequentie van ca 3Hz mag de eigenfrequentie van de tangentialdemper ca. 0.5 Hz afwijken terwijl dit voor de radiaaldemper slechts 0.1 Hz is. Daarnaast kan de tangentialdemper de dempingsgraad ophogen van -0.01 tot ca. 0.06 terwijl de radiaaldemper niet verder komt dan ca. 0.01 (logaritmisch decrement 27% en 6%). Door de vereiste zeer nauwkeurige afstemming van de dimensionering van de radiaaldemper op de bladeigenschappen wordt verdere ontwikkeling niet zinvol geacht, mede omdat ook de dempende werking beperkt is.

De gevoeligheidsanalyse van de tangentialdemper voor de diverse parametervariëaties draagt bij tot verhoging van het inzicht dat vereist is om deze succesvol toe te passen.

	Datum: December 2003	Rapport No.: ECN-C-03-139
Titel	Passieve mechanismen voor demping van bladzwaaitrillingen	
Auteur(s)	T.G. van Engelen, G.P. Corten	
Opdrachtgever(s)	NOVEM, Dutch Ministry of Economic Affairs	
ECN projectnummer	7.5153	
Opdrachtgever ordernummer	2020-01-12-10-003	
Programma('s)	Energieprogramma DEN, ARB	

Abstract

Zwaaitrillingen vormen een ernstig probleem voor stall turbines en kunnen onder bepaalde condities ook bij bladhoek geregelde turbines naar vaanstand optreden. De demping van deze trillingen kan worden verhoogd met een radiaal georiënteerd massa-veer-systeem. De werking berust op het Coriolis-effect. Het voordeel van zo'n radiaaldemper ten opzichte van reeds bestaande tangenciaaldempers is de veel grotere beschikbare ruimte voor montage in het blad.

De werking van deze twee dempersystemen is vergeleken via een parameterstudie. Hierin is de gevoeligheid uitgezocht voor variaties in de massa, eigenfrequentie en dempingsgraad van het dempersysteem. De demperwerking is beoordeeld op grond van de bereikte effectieve dempingsgraad en de uitwijkingsgevoeligheid van de dempermassa. Het blijkt dat de tangenciaaldemper veel minder gevoelig is voor parameteronzekerheden en bovendien een veel sterker dempende werking heeft. Door de vereiste zeer nauwkeurige afstemming van de dimensioering van de radiaaldemper op de bladeigenschappen wordt verdere ontwikkeling niet zinvol geacht, mede omdat ook de dempende werking beperkt is.

De gevoeligheidsanalyse van de tangenciaaldemper voor de diverse parametervariëaties draagt bij tot verhoging van het inzicht dat vereist is om deze succesvol toe te passen.

Sleutelwoorden

windturbine, zwaaitrillingen, passieve demping, radiaaldemper

Authorisatie	Naam	Handtekening	Datum
Gecontroleerd			
Goedgekeurd			
Geauthoriseerd			