

Metod och anordning för undvikande och dämpning av ett fartygs rullning

Tekniskt område

Föreliggande uppfinning relaterar till en metod och en anordning för att undvika och dämpa rullning hos ett motordrivet marint fartyg som framdrivs med propeller.

Bakgrund

Rullning är en välkänd säkerhetsrisk för fartyg. Den kan leda till förlust av containers, hög belastning på surrningen av lasten och dålig komfort för passagerare och besättning. En fartygsrullning kan beskrivas som den periodiska rörelsen hos en pendel. Den motsvarande periodtiden kallas fartygets naturliga rullperiod. När ett fartyg får en lutning, orsakat av t.ex. en våg flyttar sig fartygets flytcentrum i tvärskeppsled och ett rätande moment uppstår som stabiliserar fartyget.

Oftast dämpas den pendel-relaterade rullningen ut snabbt på grund av det rätande momentet och friktionskrafterna mellan fartygsskrovet och vattnet. Rullning förorsakas av störningar från omgivningen såsom vågor, vind eller strömt vatten. I vissa fall kan störningarna ha mycket låg energi, men ändå successivt utveckla en rullning med hög amplitud genom en energiöverföringsmekanism mellan två tillstånd. Exempelvis är en känd, farlig variant av en kritisk rullning så kallad "parametrisk rullning", som uppstår när havsvågorna längs fartyget har en periodtid som i ett visst förhållande matchar fartygets naturliga rullperiod.

En rullning med en bibehållen amplitud och konstant periodtid kallas "kritisk rullning". Historiskt sett har olika typer av anordningar föreslagits för att undvika rullning, såsom slingerkölar, fenstabilisatorer eller roderrörelser. Emellertid är rullning fortfarande ett stort problem för sjöfarten.

Kort ritningsbeskrivning

För att bättre förstå den föreslagna metoden refereras till följande figurer:

Figur 1 illustrerar rätande krafter och rätande moment hos ett lutande fartyg

Figur 2 illustrerar en typisk konfiguration (enligt känd teknik) av ett fartygs varvtalsreglering med tillhörande ställdon och givare.

Figur 3 illustrerar schematiskt konfigurationen av en anordning för undvikande av- och dämpning av rullning i enlighet med en exemplifierad utföringsform

Figur 4 illustrerar ett flödesschema för de olika stegen i metoden för undvikande av- och dämpning av rullning i enlighet med en exemplifierad utföringsform

Figur 5 illustrerar kritisk rullning hos ett fartygs när anordningen för undvikande och dämpning av rullning inte är i funktion

Figur 6,7,8,9 och 10 illustrerar exempel på reaktioner av rulldämpningen vid olika exemplifierande utföringsformer av principen för undvikande av- och dämpning av rullning

Känd teknik

Följande kända teknik hänvisas till i detta dokument:

(PA1): Metoder och anordningar för förhindrande av rullning

(PA2): Regleranordningar för varvtal och belastning hos motorn för framdrift

PA1- Metoder och anordningar för förhindrande av rullning (dagens teknik)

Passiva anordningar för förhindrande av rullning såsom slingerkölar använder friktionsenergi för att avleda ett fartygs rullningsenergi. Aktiva rulldämpningsanordningar är effektivare än passiva på grund av användandet av specialiserade ställdon, styrda av regulatorer, som injicerar energi för att motverka rullningskrafterna.

I dag ofta använda ställdon för att dämpa rullning är fenstabilisatorer.

En automatiserad rulldämpningsmetod är presenterad i H. H. Dows US patent nr 1,731,236, av den 15e oktober 1929 och nr 1,774,825 av den 2a september 1930 (Dows patent). Dows patent beskriver användandet av en eller två propellrar som rulldämpningsställdon genom att motbalansera ett fartygs krängningsvinkel genom att använda vridmomentet från en propeller eller det resulterande vridmomentet från två propellrar. Vidare beskriver patenten ett mekaniskt arrangemang för sagda compensation. En utföringsform av ett kontrollsystem som använder 1930-talets teknologi.

Två patent beskrivande aktiva anordningar för förhindrande av rullning är dels det Europeiska patentet PA0423901A1 och USA patentet US20080183341A1. Det första

använder fartygets framdrivningsmotor och dess ställbara vattenjetmunstycken som ställdon för att motverka rullning.

Det senare patentet använder momentdifferensen mellan två propellrar eller två grupper av propellrar som ställdon för dämpning av rullningen. Sagda propellrar används även för fartygets framdrivning.

PA2 - Regleranordningar för varvtal och belastning hos en fartygsmotor (bakgrundsteknik)

Fartygets varvtals- och lastkontrollanordning har till uppgift att upprätthålla motorns varvtal och belastning inom ett förutbestämt arbetsområde. Följaktligen kan även fartygets hastighet hållas inom ett förutbestämt område.

Figur 2 visar schematiskt komponenterna hos en traditionell varvtals- och lastkontrollanordning för en dieselmotor. En anordning för avgivande av varvtalsbörvärde **300** används för att ställa in det önskade varvtalet till värde n^* . Vanligen är det en operatör eller ett automatiskt navigationssystem som avger sagda börvärde. Motorns aktuella varvtal n fås från varvtalsgivaren **314**. Varvtalskomparatorn **302** subtraherar motorns aktuella varvtal från börvärdet. Den resulterande varvtalsdifferensen dn tillförs en varvtalsregulator **304**. Utsignalen från varvtalsregulatorn utgör börvärdet p^* till en anordning för inmatning av bränsle **310**. En bränslepumpskomparator **306** subtraherar den aktuella nivån på bränsleinsprutningen p , som avläses av givaren för bränslepumpindex **312**, från börvärdet p^* . Den resulterande differensen dp är insignalen till bränsleregulatorn **308** som påverkar bränsleanordningen **310** via en effektstyrsignal fc . Bränsleanordningen dirigerar bränsleinsprutningen till dieselmotorn **316** så att varvtalet n följer börvärdet n^* . För de klassiska dieselmotorerna är bränsleanordningen ett mekaniskt ställdon, medan för ett Common Rail bränslesystem består bränsleanordningen av en elektronisk kontrollenhet tillhörande motorn.

Framdrivningsarrangemang med diesel-elektriska maskinerier fungerar på motsvarande sätt med den skillnaden att elektriska generatorer och elektriska motorer är placerade mellan dieselmotorn och propellern, och att det är den elektriska motorn som är hastighetskontrollerad.

BESKRIVNING AV FÖREDRAGEN UTFÖRINGSFORM

Ett arrangemang och en metod för undvikande av och dämpning av rullning hos ett propellerdrivet fartyg är beskrivet nedan i enlighet med en föredragen utföringsform. Metoden och det tillhörande arrangemanget är stödda av en matematisk formalism, som är beskriven i Algoritm-avsnittet, som behandlar det fysiska skeendet som är involverat i rullningen hos ett fartyg.

Arrangemang med den föredragna utföringsformen

Som visas i **Figur 3**, förbättras arrangemanget i den tidigare beskrivna regleranordningen **PA2** genom att dessutom innefatta funktionaliteten för undvikande och dämpning av rullning. Ett marint fartyg kan vara utrustat med ett flertal motorer och propellrar. För enkelhets skull är endast en motor och en propeller beskrivna i denna utföringsform.

Arrangemanget i enlighet med den föredragna utföringsformen består i huvudsak av anordningen för undvikande och dämpning av rullning **320** (RAD-anordningen) som kan intervensera med ett övergripande kommando i fartygets varvtals- och lastkontrollenhet **334**. Ingångar till RAD-anordningen består av: (1) samplade signaler från en eller fler givare som används för att utvärdera fartygets rullningsegenskaper och (2) information om tekniska och fysikaliska egenskaper hos olika anordningar i arrangemanget. Utgångarna från RAD-anordningen är övergripande kommandon och parametrar till varvtals- och lastregulatorn **334** som modifierar den normala funktionen (enligt känd teknik) hos sagda anordning **334**.

Övergripande kommandon kan tillföras vilken som helst av följande underkomponenter till varvtals- och lastkontrollenhet **334**: varvtalskomparatorn **302**, varvtalsregulatorn **304** eller till bränsleregulatorn **308**. Alla dessa underkomponenter kan åstadkomma ändring av motorns varvtal. I den föredragna utföringsformen är de övergripande kommandona tillförda till varvtalsregulatorn **304**. I praktiken kan RAD-anordningen med fördel integreras i varvtalsregulatorn **304**.

I föreliggande föredragna utföringsform är den givare som används för att bestämma rullningsegenskaperna en inklinometer **322** som ger fartygets aktuella krängningsvinkel.

Information om fartygets egenskaper inges via ett operatörsgränssnitt och/eller via en överordnad dator **324**. Egenskaper av intresse omfattar fartygets naturliga svängningsperiod T_s , tvärgående tröghetsmoment J_s samt fartygets rulldämpningskoefficient ζ_s . Egenskaper av intresse hos motorn utgör effekt P_e , nominellt varvtal N_n och motorns tröghetsmoment J_e . Egenskaper av intresse för varvtals- och lastkontrollenheten är reglerförstärkningsfaktorn k samt tidskonstanterna för bränsleanordningen och regulatorn T_c . I den föreslagna utförandeformen antas denna information vara känd från tekniska specifikationer eller från tester under fartygets igångkörning.

Alternativa arrangement som använder systemidentifikationsmetoder

RAD-anordningen erfordrar en dynamisk modell av fartyget och parametervärden för denna modell som är beskrivet i sektionen om föredragen utföringsform. Modell över fartygets dynamik och parametervärden kan bestämmas medelst systemidentifikationsmetoder som använder värden från givare. Sådana metoder används ofta av reglerspecialister.

Alternativa arrangemang för tillförsel av det övergripande kommandot till varvtals- och lastkontrollenheten

I den föredragna utföringsformen tillförs det övergripande kommandot från RAD-anordningen till varvtalsregulatorn **304**. I en alternativ utföringsform kan motsvarande effekt uppnås genom att tillföra det övergripande kommandot till bränsleregulatorn **308** eller till varvtalskomparatorn **302**. Alla dessa alternativ är väsentligen variationer som använder samma beskrivna princip för att bryta en kritisk interaktion mellan-motorns varvtalsreglerfunktion och rullning, som beskrivet i Algoritm-avsnittet.

Metoden steg för steg

De olika stegen för den föreslagna utförandeformen i enlighet med **Figur 4** utförs upprepade gånger med konstant tidsintervall T_{sample} för att säkerställa ett tillräckligt antal givaravläsningar för varje rullperiod. Ett lämpligt område för T_{sample} varierar från tiondelar till hundradelar av en millisekund. En typisk rullperiod är mellan 10-30 sekunder.

Steg 1. RAD anordningen 320 läser av klinometern 322 för att fastställa fartygets aktuella lutningsvinkel θ . Detta värde lagras i RAD anordningen och är tillgängligt för vidare beräkningar. I ett alternativ utförandeform avläses även andra signaler såsom roderläge och stampningsvinkel i detta steg.

Steg 2. Genom att använda tidigare avläsningar av lutningsvinkeln bestämmer RAD anordningen amplituden A_r och periodtiden T_r hos fartygets rullning. Det finns många kända metoder att bestämma amplituden och periodtiden hos grundtonen av en samplad signal, t.ex. genom diskret Fourier-transform, kurvanpassning eller nollgenomgång.

I det förslagna utförandet föreslås följande nollgenomgångsalgoritm:

RAD anordningen mäter ett antal krängningsvinklar som är registrerade under ett tidsintervall motsvarande fartygets naturliga rullperiod och bestämmer den tidigare maximala rullvinkeln H_{max} och den tidigare minimala rullvinkeln H_{min} i skaran av samplade värden. Tidsintervallet mellan två konsekutiva nollgenomgångar av rullvinkeln sätts till T_{zero} . Rullningsamplituden kan nu beräknas som $A_r = (H_{max} - H_{min})/2$ och rullningsperioden T_r som $T_r = 2 * T_{zero}$.

Steg 3. Under detta steg bestämmer RAD anordningen rullningsamplitudens och rullningsperiodens trend över intervallet T_{trend} (trend-tiden). Storleken av T_{trend} beror på typ av fartyg och krav på varvtalsprecision. Ett lämpligt värde är en liten multipel av fartygets rullningsperiod. Exempelvis om fartygets naturliga rullningsperiod är $T_s = 20$ sekunder kan ett lämpligt område för T_{trend} vara mellan 20 och 200 sekunder. Under trend-tiden undergår fartyget åtskilliga rullperioder vars amplitud- och periodtrend kan karakteriseras som följer:

Trenden för amplituden A_r karakteriseras tillhörande en av följande kategorier: Låg, Stokastisk, Konstant, Ökande eller Minskande.

Trenden för rullperioden T_r karakteriseras tillhörande en av följande kategorier:

Stokastisk, Konstant eller Naturlig. `Stokastisk` innebär att rullningsperioden T_r respektive rullamplituden A_r inte är regelbunden. `Konstant` innebär en rullningsperiod som är stabil och skild från fartygets naturliga rullningsperiod. `Naturlig` innebär en rullningsperiod som är identisk med fartygets naturliga rullningsperiod. `Låg` innebär att rullningens amplitud är låg.

De ovan beskrivna trenderna gäller för den föredragna utföringsformen. Alternativa utföranden kan ha en annorlunda trend-karakterisering jämfört med den föredragna utföringsformen, såsom fler typer av intervall eller ett kontinuerligt arbetsområde.

Steg 4. RAD-anordningen **320** använder trenderna som bestämts i Steg 3 tillsammans med fartygets dynamiska egenskaper samt motorns egenskaper för att fastställa ett övergripande kommando för varvtals- och lastkontrollenheten som effektivt undviker och dämpar rullning och som också bibehåller fartygets förinställda hastighet.

Algoritmen för varvtalskontroll enligt känd teknik som saknar rulldämpning betecknas **NS**. Som beskrivs längre fram i avsnittet Algoritm, definierar den föredragna utföringsformen två slags algoritmer som undviker och dämpar rullning hos fartyg: (1) konstantvarvtal (**CS**) och inverterad kontroll (**IC**). **IC** har en starkare rullningsreducerande effekt jämfört med **CS** och kan användas till att dämpa starkare rullning.

Den föredragna utföringsformen beskriver ett antal regler för valet av rätt algoritm för olika typer av rullreducering och rulldämpning som visas i tabell 1.

TABELL 1

Rullamplitud Ar	Rullperiod Tr			
		Stokastisk	Konstant	Naturlig
	Låg eller $dn=stor$	NS	NS	NS
	Stokastisk	CS	CS	CS
	Konstant	CS	CS	IC
	Minska	CS	IC	IC
	Öka	CS	IC	IC

Till exempel, som kan ses i tabellens första rad: Om rullningsamplituden är 'Låg' eller varvtalsskillnaden dn är stor, används regel **NS** (normal varvtalskontroll enligt känd teknik). Om rullperioden är 'Konstant' (andra kolumnen) och rullamplituden är 'Öka' (den femte raden), desto starkare appliceras regel **IC** (inverterad kontroll) för att dämpa den ökande rullningen. Om rullperioden är 'Stokastisk' (andra kolumnen) och amplituden har en minskande trend (fjärde raden) används algoritmen för konstant

varvtal **CS**. De övriga cellerna i tabellen skall tolkas på samma sätt. Följaktligen väljs en lämplig algoritm för att dämpa och undvika rullning för varje rådande förhållande. Om rullningen är ihållande, t.ex. p.g.a. sjögång, så kommer **CS** och **IS** reglerna att tillämpas oftare än **NS**. Då kommer propellern inte att hålla förutbestämt varvtal och följaktligen håller fartyget inte förutbestämd fart. Sålunda kommer varvtalsfelet dn att öka och efter en viss tid kommer regeln i tabellens första rad att beordra normal varvtalskontroll **NS** som tar varvtalet till det förutbestämda värdet. En alternativ metod är att beordra **NS** regel vid konstanta tidsintervall för att undvika stora varvtalsvariationer.

Steg 5. Vid detta metod-steg aktiverar RAD-anordningen **320** den valda algoritmen i varvtalsregulatorn **304**. Detta är ett övergripande kommando som modifierar varvtalsregulatorns normala funktion på ett sådant sätt att rullning undviks.

De ovan nämnda metodstegen återupprepas cykliskt med början på steg 1 vid nästa T_{sample} tidpunkt.

De ovan beskrivna stegen kan varieras i alternativa utföringsformer enligt följande:

- En givare kan mäta krängningsvinkeln θ samt första- resp. andraderivatan av θ under steg 1, på ett sådant sätt att en noggrannare utvärdering av rullningsamplitud och rullningsvinkel kan göras i Steg 2.
- Steg 1 och Steg 2 kan sammanfogas genom att använda en givare som direkt avger värden för rullningsvinkel och rullningsamplitud.
- Vid Steg 3 skulle rullningstrenden kunna förutsägas bättre genom att använda information om roderläge och fartygets stampningsvinkel.
- Vid Steg 4 skulle en, två eller flera algoritmer för undvikande av och dämpning av rullning kunna användas.
- Vid steg 4 kan, beroende på typ av fartyg och preferenser med avseende på rulldämpning, andra regelbaserade metoder, eller kontinuerligt-intervallmetoder användas i alternativa utförandeformer så länge som principen för undvikande och dämpning av rullning som den beskrivs i algoritm-avsnittet följs.
- Vid steg 5 kan det övergripande kommandot med samma effekt tillföras antingen varvtalskomparatorn **302**, varvtalsregulatorn **304** eller bränsleregulatorn **308**.

Den föredragna utföringsformen är att integrera RAD-anordningen varvtalsregulatorn **304**.

Algoritm

Rullning hos ett fartyg förorsakas av en kombination av krafter såsom:

- Motorns vridmoment
- Fartygsskrovets interaktion med vattnet
- Propellerns interaktion med vattnet
- Rodrets interaktion med vattenströmmen

En del av de följande förklaringarna gäller för fartyg med en propeller och andra för fartyg med två eller fler propellrar. För fartyg med fler propellrar och för azimuth-propellrar förutsätts att varje propeller har sitt eget varvtalsreglersystem.

Varvtalsregulatorn bestämmer motorns utgående moment. Sagda moment ökar eller minskar beroende på (a) fartygets hastighet, (b) propellerns rotationshastighet, (c) variationer i fartygets krängningsvinkel, (d) rodrets interaktion med vattenströmmen från propellern, (e) ändringar i fartygets girvinkel samt (f) interaktion mellan vågor och fartygsskrov.

Nedan beskrivna fenomen, var för sig eller i kombination bidrar till att utveckla en kritisk rullning som kan beskrivas som en korrelation mellan varvtalsregulatorns dynamik, fartygets specifika rullperiod och dynamiken hos vågorna. Tillståndet utgör en driven harmonisk svängning.

(F1) Direkt reaktiva momenteffekter på fartygsskrovet från propeller-motorenheten

Framdrivningsmotorns vridmoment omvandlas huvudsakligen till längsgående dragkraft. Emellertid skapar en liten del ett vridande moment och ett reaktionsmoment mellan propellern och den omgivande vattenmassan. Detta vridmoment överförs från propellern till fartygsskrovet. Vridmomentet är proportionellt mot effekten hos framdrivningsmotorn. Högre hastighet hos fartyget innebär ett högre vridmoment på propellern enligt en nära kvadratisk relation.

(F2) Longitudinellt moment skapat av propellern

När fartyget kränger förflyttas propellern till sidan om fartygets centrumlinje. Detta ger propellerns dragkraft en momentarm som vrider fartyget åt samma håll som det kränger. Följaktligen, när fartyget rullar, kommer det att ha en bana som successivt alternerar mellan styrbords och babords sida om den styrda kursen.

(F3) Vridmoment som skapas av ett oregelbundet flöde runt ett krängande fartygsskrov

För ett fartyg med krängningsvinkeln noll flyter vattnet symmetriskt på styrbords- och babordssidan. Ett krängande fartyg har ett oregelbundet vattenflöde runt skrovet. I enlighet med Bernoullis princip, kommer trycken på styrbords och babords sida att bli olika. Ett lutande fartyg har hydrodynamiska egenskaper som är sämre än ett på rät köl. Resultatet är mer släp motstånd som förorsakar en reduktion av fartygets hastighet samt att vridmomentet hos propellern ökar. Varvtalsgivaren (314) registrerar en minskning av propellervarvtalet. Varvtalsregulatorn (304) ökar motorns moment för att rätt varvtal skall återställas. Detta kommer att öka det ojämna vattenflödet på ett sådant sätt att fartyget tenderar att ändra kurs. Detta ökar krängningsvinkeln som avkänns av klinometern (322) ytterligare och som en följd ökar motorns moment åter. Det uppstår en kontinuerlig process där slutligen jämvikt uppstår tack vare kompenserande rätande moment och friktionsmoment. Motorns moment ökar olinjärt med krängningsvinkeln, sålunda uppstår en självuppehållande rullning som beskrivs av en nära kvadratisk funktion. Denna effekt finns hos fartyg med både en- och två propellrar.

(F4) Skrovets sidorörelse på grund av interaktion mellan propeller och vatten

Litteratur om handhavande av fartyg beskriver ett antal effekter som skapar sidorörelser hos aktern på grund av ojämnt flöde genom propellerbladen: "following wake effect" (kölvatteneffekten), "inclination effect" (lutningseffekten), och "helical discharge effect" (spiralformade utloppseffekten). Dessa effekter orsakas av skillnader i vattenflödet mellan fartygspropellerns styrbords- och babordssida. Akterlig tvärrörelse skapar ändring i styrd kurs som i sin tur skapar en sidoriktad centripetalkraft som ökar krängningsvinkeln. Dessa effekter uppstår endast på fartyg med en propeller.

(F5) Effekten av skrovets lutning på interaktionen mellan propeller och vatten

Rullningsmoment som skapas av ändringar i kursen (vridningen) hos ett fartyg. Ett fartyg med massan m som har en linjär hastighet v , har en kinetisk energi som kan uttryckas som $E_k = mv^2/2$. Ett fartyg kan svänga på grund av antingen en roderrörelse eller en av de ovan beskrivna effekterna. Under en sådan sväng krängs fartyget av en sidoriiktad centripetalkraft. Sålunda omvandlas en del av den kinetiska energin till energi som kränger fartyget.

(F6) Krafter exciterade av vågor

Fartygets dynamik i lugnt vatten är annorlunda jämfört med förhållandena i grov sjö när hänsyn måste tas till vågornas anfallsvinkel mot fartygsskrovet.

I lugnt väder har motor/propeller ett stabilt varvtal. Rodret är i mittläge och vridmomentet lutar fartyget, i motsatt riktning relativt propellerrotationen. Beroende på fartygets storlek, vikt och vattenflödet relativt skrovet, blir lutningsvinkeln i storleksordningen 0,5-2grader. Lutningens vinkelhastighet är 0.

I grov sjö eller i svall är reaktionen hos fartyget och dess varvtalsregulator annorlunda på grund av vågornas dynamiska effekt på fartygsskrovet. Vågor studsar mot- och kränger fartyget. När fartyget kränger blir vattenmotståndet högre och fartyget tenderar att svänga i enlighet med vad som beskrivits ovan under punkt (F3) och (F5) och rodret vrids ut för att kompensera den begynnande svängen. Alla dessa tre processer förorsakar släp-motstånd och saktar ner fartyget. Sålunda ökar motoreffekten i takt med att rullningsvinkeln ökar.

Vidare, skrovets transversella vinkel och vinkelhastighet ökar eller minskar motorns belastning:

- Motorbelastningen ökar när fartyget rullar från babords till styrbords sida (ifall propellern roterar medurs).
- Motorbelastningen minskar när fartyget rullar från styrbords till babords sida.

Denna variation är överlagrad på den lastvariation som orsakas av fartygets hastighetsvariation.

Motorns rotationshastighet och belastning, följaktligen vridmomentet, kommer att variera. Belastningsvariationen förorsakar att motorns varvtalsregulator ökar eller minskar bränsleindex (312) för att det begärda varvtalet skall bibehållas.

(F7) Roderkrafter

De angripande vågorna förorsakar ett kursfel. Autopilotens kursregulator kommer då att ändra roderläget så att kursfelet korrigeras. Korrigeringar som kursreglersystemet gör kan även öka eller minska krängningsvinkeln och sålunda motorbelastningen.

(F8) Kritisk interaktion mellan fartygets rullning och varvtalsregleringen

I det följande kommer vi att visa kvantitativt hur ett fartygs varvtalsregulator under vissa förhållanden kommer att generera och bibehålla rullningen hos ett fartyg. Denna interaktion är kritisk eftersom en del av fartygets framdrivningsenergi omvandlas till rullning.

Rullningen hos ett framdrivet fartyg kan bestämmas genom lösningen av ett system av ekvationer som modellerar dynamiken hos krängningsvinkeln som interaktionen mellan varvtalsreglering, motorns moment och fartygets tröghetskraft. Ett möjligt sådant system av differentialekvationer för den föredragna utförandeformen är:

$$\ddot{\phi} = 2\omega_s(k - \zeta)\dot{\phi} - (\omega_s^2 - \omega_w^2 \cos(2\pi \frac{t}{T_w}))\phi \quad (\text{E1})$$

$$\dot{k} = \frac{1}{T_c}(-k + A_c\phi^2) \quad (\text{E2})$$

Ekvation (E1) kan skrivas ekvivalent med explicita termer som:

$$\ddot{\phi} = 2\omega_s k \dot{\phi} - 2\omega_s \zeta \dot{\phi} - \omega_s^2 \phi + \omega_w^2 \cos(2\pi \frac{t}{T_w})\phi$$

E1 består av följande termer:

- T1.** $\ddot{\phi}$ är andraderivatan av krängningsvinkeln, dvs. krängningsvinkelns acceleration
- T2.** $-2\zeta\omega_s\dot{\phi}$ är en dämpningsfaktor som är beroende av skrovets form och kondition. där ζ är en dämpningskonstant som är specifik för ett fartygs design och skrovkondition, ω_s är krängningens vinkelhastighet som motsvaras av fartygets naturliga svängningsperiod skalad med fartygets tröghetsmoment, och $\dot{\phi}$ är rullningsvinkelns hastighet.
- T3.** $-\omega_s^2\phi$ är det rätande vridmoment som ger fartyget stabilitet (se **Figur 1**)

- T4.** $2\omega_s k \dot{\phi}$ är en faktor som kränger fartyget via varvtalsregleringen och resulterande motor/propellermoment. Dynamiken i detta moment är avhängig av variationen av faktorn k hos motorns varvtals- och lastregleranordning **334**, som bestäms av förstärkningen och tidskonstanten hos motorn **316**, varvtalsregulator **304**, bränsleregulator **308** och bränsleanordning **310**. Denna variation modelleras i differentialekvationen $\dot{k} = \frac{1}{T_c}(-k + A_c \phi^2)$ (**E2**) som uttrycker fördröjningen och magnituden av en varvtalsregulators ingrepp. I denna ekvation är T_c den kombinerade tidskonstanten för regulatorns och motorns aktivering och A_c är varvtalsregulatorns maximala förstärkningsfaktor. Både T_c och A_c är parametrar som kan justeras i varvtalsregulatorn **304**. I (**E2**) uttrycker den kvadratiske faktorn ϕ^2 den olinjära relationen mellan motorns vridmoment och krängningsvinkeln.
- T5.** $\omega_w^2 \cos(2\pi \frac{t}{T_w}) \phi$ är en faktor som beskriver vågornas inverkan. T_w är vågornas periodtid och ω_w^2 är vågornas amplitud skalad med fartygets tröghetsmoment. För RAD-anordningen verkar denna faktor som en störning. För en alternativ utföringsform, kan våg-parametrar identifieras, mätas eller erhållas från kommersiella källor för prediktering av marina vågor och vindar.

Om inflytandet som är beskrivet av termen T4 och/eller T5 är större än den dämpande delen av ekvationen kommer fartygets rullning att upprätthållas och förstärkas. I praktiken är så ofta fallet med moderna fartyg försedda med starka motorer och/eller lastfartyg med litet rätande moment.

Under särskilda förhållanden övergår ekvation (**E1**) till en Mathieu ekvation eller en Van der Pol ekvation. Båda har lösningar som innebär oscillation under vissa förhållanden. Om inga vågor förekommer så är $\omega_w = 0$ och om hastighets- och last regleranordningen **334** konstant tidseffekt $\dot{k} = 0$, så är $k = T_c A_c \phi^2$ och ekvationen (**E1**) reduceras till en Van der Pol ekvation $\ddot{\phi} = 2\omega_s(T_c A_c \phi^2 - \zeta)\dot{\phi} - \omega_s^2 \phi$ som är känd för att generera kritiska svängningar. Om i (**E1**) $k = \zeta$ och i (**E2**) $\dot{k} = 0$ så är (**E1**) en ekvation av typ Mathieu:

$\ddot{\phi} + (\omega_s^2 - \omega_w^2 \cos(2\pi \frac{t}{T_w}))\phi = 0$ som är känd för att ge kritiska oscillationer när

parametrarna är i viss relation till varandra.

Kärnan i den föreslagna metoden är att undvika att en rullning byggs upp genom att manipulera varvtalsregulatorns parametrar som återfinns i differentialekvationen **(E1)** s högra sida på ett sådant sätt att krängningens acceleration, hastighet och värde reduceras effektivt.

I frånvaron av energitillskott från framdrivningsmotorn dämpas då rullningen snabbt på grund av det rätande momentet och friktionen mellan vattnet och fartygsskrovet.

Den föreslagna metoden innefattar, men är inte begränsat till ett av följande alternativ:

M1. Ökning av svarstiden T_c hos motorns varvtalsregulator. Detta reducerar termen **T4** och rullningen upphör att upprätthållas av fartygets motor.

M2. Reduktion av varvtalsregulatorns förstärkning till ett värde som inte skapar kritiska svängningar.

M3. Genererande av varvtalsvariationer hos framdrivningsmotorn insatta vid rätta ögonblick på ett sådant sätt att term **(T4)** motverkar variationerna i krängningsvinkeln. Detta innebär ett regleringrepp med omvänt tecken.

M4. Vilken som helst annan varvtalsregleringsmetod som minskar variationen i krängningsvinkeln. En sådan metod, som är känd hos specialister i reglerteknik är användandet av en modell av fartygets dynamik för beräkning av en varvtalsreglerfunktion som minimerar krängningsvinkelns integral över en rullningsperiod. Detta är den så kallade modell-prediktiva reglermetoden.

M5. Vilken som helst ekvivalent metod som minimerar integralen av krängningsvinkelns variation genom att styra Varvtals- och Lastregulatorns parametrar.

Den föredragna anordningen som är beskriven av metod-stegen som visade i **figur 4**, beskriver två metoder för reducering av och dämpning av rullning:

Konstantvarvtalsalgoritmen (**CS**) som kan implementeras medelst ovan beskriven metod **M1** eller **M2** och Inverterad reglering (**IC**) som kan implementeras enligt algoritm **M3**, **M4** eller **M5**.

De ovan beskrivna metoderna för reducering av den olinjära termen är associerade med störningar i fartygets hastighet och kurs som måste kompenseras för. Följaktligen inkluderar den föreslagna metoden även lämplig kompensation av fartygets hastighet som är beskrivet i Metod-steg sektionen.

Alla presenterade alternativa utföringsformer är väsentligen variationer och modifikationer som använder samma presenterade princip för undvikande av- och dämpning av rullning utan att avvika från omfattningen av den föreslagna uppfinningen som den definieras i de bilagda patentkraven.

Den metod för undvikande av- och dämpning av rullning som beskrivs i denna ansökan är fundamentalt olika den metod som beskrivs i Dows patent No US 1, 731,236, beskrivet i sektionen känd teknik (**P1**). Detta och andra liknande patent för dämpning av rullning fokuserar på en ny typ av aktuator för dämpning av rullningen - i detta fall propellern - som var okänd i denna funktion före 1930-talet.

Som kontrast utnyttjar den av oss föreslagna metoden och anordningen det faktum att under rullning uppstår en variation i fartygets hastighet som reflekteras som en variation i propellerns vridmoment. Varvtalsreglerfunktionen känner av variationen och sålunda underhålls och förstärkes fartygets rullning genom en återkommande process.

Den av oss föreslagna metoden avlänkar den kritiska rullningen genom att bryta det kritiska samspelet mellan propellerns vridmoment och fartygets varvtalsreglerfunktion.

Samma argument kan tillämpas för patentapplikationerna PA0423901A1 och US20080183341A1 som är beskrivna i sektionen för känd teknik (**P1**). De sagda patenten föreslår speciella aktiva aktuatorer för undvikande av rullning (vattenjet respektive motroterande propellrar) som injicerar energi till fartygsskrovet. Sålunda kompenseras fartygets rullningsenergi och rullningen reduceras. Dessa metoder kan öka fartygets bränsleförbrukning.

Som kontrast undviker vår metod den kritiska situation där motor/propellerenheten ökar rullningen. De sagda metoderna agerar efter att rullningen har uppstått, medan den av oss föreslagna metoden agerar för att förhindra rullningen innan höga

rullningsamplituder har alstrats. Reglerenheterna i sagda patent agerar via de föreslagna aktuatorerna och kontrollerar energin dessa använder för att motverka rullningen. Den av oss föreslagna metoden agerar via varvtalsregulatorn och förhindrar att dess aktuator utlöser energi som skulle öka rullningen. Den av oss föreslagna metoden reducerar fartygets bränsleförbrukning genom att undvika att energi åtgår för att skapa rullning.

Exempel

Exempel 1. **Figur 5** visar en kritisk rullning hos ett fartyg i enlighet med ekvationerna (E1) och (E2) när anordningen för undvikande och dämpning (RAD) inte är aktiverad. Den vertikala koordinaten är krängningsvinkel (i grader) och den horisontella koordinaten tid (i sekunder). Den naturliga rullningsperioden är 20 sekunder och tidskonstanten hos Varvtals- och Lastkontrollanordningen är 1 sekund. Varvtalsregulatorns förstärkningsfaktor är 80. Ett högt värde som upprätthåller en kritisk rullning.

Exempel 2. **Figur 6** visar effekten av att använda en algoritmvariant med lägre förstärkningsfaktor **M2**, för samma fartygsparametrar som i Exempel 1. Den valda algoritmen innebär en sänkning av förstärkningsfaktorn från 80 till 75. Det framgår att rullning fortfarande förekommer, men den dämpas ut efter ca 9 perioder.

Exempel 3. **Figur 7** visar effekten av att använda algoritmvariant **M1** av metod **CS** för samma fartygsparametrar som i Exempel 1. Varvtalsregulatorns tidskonstant har ökat från 1 sekund till 50 sekunder och förstärkningsfaktorn är åter 80 som gav kritisk rullning.

Det framgår att en kraftigare dämpning uppnås i jämförelse med situationen i exempel 2. Rullningen dämpas efter ca 7 perioder. Varvtalsregleringen påverkas mer i jämförelse med vad som är fallet i Exempel 2 eftersom varvtalsregleringen inte reagerar förrän efter 50 sekunder.

Exempel 4. **Figur 8** visar effekten av att använda algoritmvariant **M3** av metod **CS** för samma fartygsparametrar som i Exempel 1. Varvtalsregulatorns tidskonstant är åter 1 sekund, men förstärkningen är nu -50, d.v.s. inverterad reglering. Det framgår att en

ytterligare starkare dämpning uppnås i jämförelse med situationen i Exempel 3. Rullningen är eliminerad efter ca 4 perioder till priset av en eventuellt större avvikelse i varvtalsregleringen under 80 sekunder.

Exempel 5. **Figur 9** visar en kritisk rullning av typ parametrisk rullning erhållen från ekvation (E1) när vågorna karakteriseras av $K_w=56$ och $T_w=T_s/2=10$ sekunder. Varvtalsregulatorns parametrar är samma som i Exempel 1.

Exempel 6 **Figur 10** visar en dämpande effekt av den parametriska rullningen som visas i Exempel 5. Algoritmen är inverterad reglering **IC** med en förstärkningsfaktor av -30. Dämpningen är inte så stark, men parametrisk rullning är en säkerhetsrisk och det finns inga enkla effektiva metoder för dämpning tillgängliga. Följaktligen är varje uppnådd dämpning värdefull.