



PATENTDIREKTORATET
TAASTRUP



(21) Patentansøgning nr.: 6136/84

(51) Int.Cl.⁴ E 04 B 1/98

(22) Indleveringsdag: 20 dec 1984

(41) Alm. tilgængelig: 26 jul 1985

(44) Fremlagt: 17 jul 1989

(86) International ansøgning nr.: -

(30) Prioritet: 25 jan 1984 DE 3402449

(71) Ansøger: FRIEDRICH *MAURER SOEHNE GMBH & CO KG; Frankfurter Ring 193; 8000 München 44, DE

(72) Opfinder: Christian *Petersen; DE

(74) Fuldmægtig: Larsen & Birkeholm A/S Skandinavisk Patentbureau

(54) **Apparat til svingningsdæmpning af tårnagtige bygninger, såsom skorstene, sendemaster eller lignende langstrakte konstruktioner**

6136-84

(56) Fremdragne publikationer

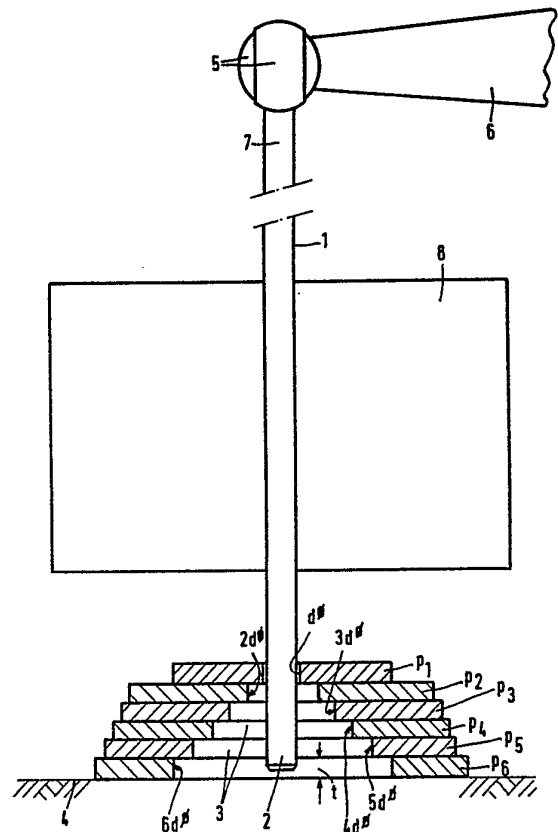
(57) Sammændrag:

6136-84

Apparat til svingningsdæmpning af tårnagtige bygninger som skorstene, sendemaster o.l., og hvori der indgår friktionsplader, dimensioneres således, at dæmpningseffekten af de ovenpå hverandre stablede friktionsplader ($p_1 - p_6$) er proportional med kvadratet på penduludslaget, og beregningen af friktionspladernes dimensioner er forenklet.

Der anvendes cirkelskiveformede friktionsplader ($p_1 - p_6$), der alle har samme tykkelse. Gives den øverste friktionsplade (p_1) en huldiameter d i et centralt, cirkulært hul, dimensioneres tilsvarende centrale huller i de underliggende friktionsplader (p_i hvor $i = 2$ til 6) med diameteren $i \cdot d$. Alle friktionskiver udformes med samme gnidningskoefficient, og hver af dem har en vægt, der er det dobbelte af den øverste friktionsplades (p_1) vægt.

I forhold til tidligere kendte, tilsvarende svingningsdæmpere kan den beskrevne bygges med meget mindre dimensioner for samme dæmpningseffekt, og dimensioneringsberegningen er meget enklere og derfor hurtigere og billigere.



Opfindelsen vedrører et apparat af den i krav 1's indledning nævnte art. Et sådant apparat kendes fra det tyske offentliggørelsesskrift nr. 32 15 428. Det drejer sig om en friktionssvingningsdæmper, i hvilken en på en pendulstang fastgjort dødvægt sættes i svingninger af bygningsværket. Sammenkoblingen mellem dødvægten og bygningsværket sker via en friktionsvægt, der bevæges af pendulstangen.

Med dette kendte apparat, ved hvilken friktionsvægten er opløst i enkelte på hinanden stablede, i forhold til hinanden forskydelige friktionsplader, lader en igangsætning af dæmningsapparatet sig opnå allerede ved små bevægelser af bygningsværket. Derved aktiveres der ved tiltagende amplitude for pendulbevægelsen flere og flere friktionsplader, og svarende hertil stiger den optagne energi. Ved dette kendte apparat støder fagmanden på vanskeligheder ved den beregningsmæssige dimensionering af apparatet, da der for friktionssvingningsdæmpere ikke findes en i praksis anvendelig teori.

20

Til grund for den foreliggende opfindelse ligger den opgave at forbedre det kendte apparat med over hinanden stablede friktionsplader således, at dets dæmningsvirkning er så nøjagtigt som muligt tilpasset til bygningsværkets svingninger, såvel som at den beregningsmæssige beskrivelse og dermed dets dimensionering i forhold til det pågældende bygningsværk forenkles.

Ifølge opfindelsen dimensionerer man for at opfylde formålet friktionspladerne i en friktionssvingningsdæmper af den i indledningen nævnte art således, at man kan anvende "den Hartog'ske teori" for to-masse-svingninger med viskøsdæmpning. Ved at nå dette mål på den nedenfor beskrevne måde er det for første gang muligt ved en svingningsdæmper at realisere, at den optagne energi bliver proportional med kvadratet på svingningsamplituden, således som det på kendt måde sker i den viste svingningsdæmper. Denne optag-

ne energi beregnes med ligningen

$$W_d = \pi \cdot k \cdot w \cdot x ,$$

- 5 hvori k er en dæpningskonstant, w er svingningsimpulsens cyklusfrekvens og x igen svingningsamplituden. Den optagne energi svarer ifølge denne ligning til en ellipses indhold; den øges med kvadratet på svingningsamplituden.
- 10 For at nå formålet skal dimensioneringen af friktionspladerne p_i for $i = 1$ til n ske under iagttagelse af nedenstående regler:
- a) alle friktionsplader p_i skal have samme pladetykkelse
15 t; friktionskoefficienten mellem de enkelte friktionsplader skal være lige stor,
- b) med en antagen hul diameter d_1 i den øverste friktionsplade p_1 tiltager huldiameteren fra den øverste til
20 den nederste friktionsplade svarende til produktet $i \cdot d$; $i = 1, 2, 3 \dots n =$ friktionspladernes løbende nummer.
- c) Aftrapningen af friktionspladernes ydre diameter be-
25 regnes ud fra det krav, at den pr svingning optagne energi skal vokse med kvadratet på penduludslaget d_1 . Dette krav er opfyldt, når friktionspladen p_i for $i = 2$ til n hele tiden dimensioneres dobbelt så tung som den øverste friktionsplade p_1 . Reglen $G_i = 2 \cdot G_1$ gælder.
30 På grund af den forudsat konstante gnidningskoefficient mellem de enkelte friktionsplader kan denne betingelse også formuleres således, at ved aktivering af friktionspladerne fra $i = 2$ skal der hele tiden indtræde en forøgelse af gnidningskraften:

35

$$R_i = \mu \cdot 2 \cdot G_i = 2 \cdot R_1$$

Bragt på en kort formel kommer det for friktionsplader, som har huller ifølge betingelse b) an på, at alle friktionsplader med i større end eller lig med 2 skal have samme gnidningsmodstand, og den skal være den dobbelte af den øverste friktionsplades gnidningsmodstand.

Efter fastlæggelse af friktionspladernes tykkelse, af arten af det for alle friktionspladerne fælles materiale samt af den udvendige diameter D_1 på den øverste friktionsplade p_1 kan en fagmand med den ovenfor angivne sammenhæng mellem vægten af friktionspladerne udregne de enkelte friktionspladers mål. Da friktionspladerne som forudsat skal være cirkelformede med centralt anbragte, cirkulære huller kan vægten beregnes med formlen:

15

$$G = \gamma \cdot t \cdot 4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2), \text{ idet det gælder at}$$

γ = vægtyfylden (N/m^3)

t = friktionspladetykkelsen (m)

20

D = den udvendige diameter (m)

d = huldiameteren (m).

En hensigtsmæssig udformning af den øverste friktionsplade p_1 opnåes, når denne plades yderdiameter D_1 er mellem fire og tolv gange dens huldiameter d_1 , og når dens huldiameter d_1 kun er ganske lidt større end pendulstangens diameter i stangens nedre ende, der rager ind i det af friktionspladerne P dannede hulrum.

Fordi den optagne energi W_d er proportional med kvadratet på svingningsamplituden, opnår man, at en bestemt i bygningsværket indført mekanisk svingningsenergi kan blive optaget med væsentligt mindre penduludsving "x" end det er muligt med friktionsdæmpere af hidtil kendt art med lineær proportionalitet mellem den optagne energi og svingningsamplituden "x". Hermed kan man med apparatet ifølge opfindelsen holde dimensionerne i penduludsvingets retning til-

35

svarende små. Forslaget ifølge opfindelsen muliggør altså ikke blot en særligt økonomisk fremstilling af svingningsdæmpningsapparatet; dets mindre dimensioner er også på grund af det bedre optiske indtryk meget ønskværdigt.

5

Som allerede sagt er den afgørende fordel til gunst for apparatet ifølge opfindelsen den særligt enkle beregningsmulighed; det gælder såvel med hensyn til dimensioneringen af konstruktionsdelene, herunder specielt af friktionspladerne, som med hensyn til dets tilpasning til forholdene i det pågældende bygningsværk.

Nedenfor gennemregnes et udformningseksempel på en friktionsvægt med seks friktionsplader. I forbindelse hermed henvises der til den medfølgende, skematiske illustration af en sådan udformning vist i tegningen.

Tegningen viser et pendul 1 i hvilestillingen. Friktionsvægten består af seks friktionsplader p_1 til p_6 , der alle er udformet som cirkelskiver med tykkelsen t . Den nederste ende 2 af pendulet 1 griber ind i et hulrum 3, som er dannet af centralt placerede, cirkelrunde huller i de enkelte friktionsplader. Friktionsvægten hviler på en bund 4 i et ikke nærmere vist hus. Bunden 4 kan som vist være plan eller være tildannet hvalvet svarende til pendulbevægelsen. Dens overflade udgør gnidningsfladen for den af pladerne p_1 til p_6 sammensatte friktionsvægt, som bliver forskudt af pendulstangens 7 nederste ende 2 under pendulets 1 bevægelse, idet i forhold til den i tegningen viste hvilestilling først den øverste friktionsplade p_1 og derefter, i afhængighed af svingningsamplituden, i rækkefølge efter hverandre friktionspladerne p_2 til p_6 bliver sat i bevægelse indtil - ved bygningsværkets største udsvingning - friktionsvægten bliver bevæget i sin helhed.

35

Pendulet 1 er ophængt i et antydningssvis illustreret kugleled 5 på enden af en kragstiver 6, som, hvilket ikke er

illustreret nærmere, er fast forbundet med et bygningsværk.

5 På pendulstangen 7 er der ophængt en svingmasse 8, som alt efter bygningsværket er mellem 100 og 700 kg. I forhold hertil er den af flere friktionsplader p_1 til p_6 sammensatte friktionsvægt betydeligt mindre. Udtrykt i tal udgør den mindre end 10% af svingmassen.

10 De enkelte friktionsplader p_1 til p_6 er tildannede med centralt placerede huller med forskellig størrelse; huldiametere d_1 i pladen p_1 er valgt således, at den nedre ende 2 af pendulstangen 7 omsluttet snævert. De enkelte huldiametre er valgt på følgende måde:

15

Friktionsplade p_1 : hul diameter $d_1 = d$

Friktionsplade p_2 : hul diameter $d_2 = 2d$

Friktionsplade p_3 : hul diameter $d_3 = 3d$

Friktionsplade p_4 : hul diameter $d_4 = 4d$

20 Friktionsplade p_5 : hul diameter $d_5 = 5d$

Friktionsplade p_6 : hul diameter $d_6 = 6d$

Til beregning af aftrapningen af den udvendige diameter i et konkret udformningseksempel forudsættes det, at den øverste plade p_1 har en udvendig diameter D_1 , som er seks gange huldiameteren d_1 , hvorfor det gælder at:

25

$$D_1 = 6 \cdot d_1;$$

30 Yderligere antages det, at følgende talværdier er gældende:

35

$$\text{Vægtfylde } \gamma = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 80\,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^3};$$

$$\text{Huldiameter } d = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m};$$

Friktionspladetykkelse $t = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m};$

Ifølge ligningen $G_i = \gamma \cdot t \cdot \frac{\pi}{4} [D_i^2 - (id)^2]$ (I)

5

får man med $D_1 = 6d_1$ for den øverste friktionsplade at

$$P_1 : \underline{G_1} = 80\,000 \cdot 0,01 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,02^2 (6^2 - 1^2) = \underline{8,79 \text{ N}}$$

$$\underline{D_1} = 6 \cdot 0,02 = \underline{0,12 \text{ m}}$$

10

Efter reglen ifølge krav 2 er vægten af hver af alle øvrige friktionsplader G_i for i større end eller lig med 2 dobbelt så stor som vægten af friktionspladen G_1 , når man også forudsætter samme gnidningskoefficient for alle friktionspladerne.

15

Altså gælder: $G_i = 2 \cdot G_1 = \underline{17,58 \text{ N}}$ for i større end eller lig med 2;

20 Indsætter man denne værdi i ovennævnte ligning (I) for pladevægten, så får man:

$$D_i^2 - (id)^2 = \frac{G_i}{\gamma \cdot t \cdot \frac{\pi}{4}};$$

25

$$D_i = \sqrt{\frac{G_i}{\gamma \cdot t \cdot \frac{\pi}{4}} + (i \cdot d)^2};$$

for $G_i = 2 \cdot G_1 = \text{konstant} = 17,58$ og $i = 2$ til 6 fremkommer følgende værdier for D_i :

30

$$D_2 = \sqrt{\frac{17,58}{80\,000 \cdot 0,01 \cdot \frac{\pi}{4}} + (2 \cdot 0,02)^2};$$

$$D_2 = 0,34 \text{ m};$$

35

på samme måde udregnes den udvendige diameter på de øvrige

friktionsplader; som resultat gælder for alle friktionspladerne:

		$d_{i,m}$	$D_{i,m}$	$G_i N$
5	$p_1:$	0,02	0,120	8,79
	$p_2:$	0,04	0,172	17,58
	$p_3:$	0,06	0,178	17,58
	$p_4:$	0,08	0,185	17,58
	$p_5:$	0,10	0,195	17,58
10	$p_6:$	0,12	0,206	17,58

Nedenfor eftervises nu matematisk den kvadratiske afhængighed mellem den optagne energi og svingningsamplituden $x = n \cdot d$.

15

Med udgangspunkt i den allerede forklarede retvinklede hysteresesløjfe ved friktionsdæmpning får man nedenstående firkantindhold ved bevægelsen fra 1, 2, 3 o.s.v. til n friktionsplader:

20

$$\begin{aligned} n = 1: W_{d1} &= 1 \cdot 2 \cdot d \cdot R_1 \\ n = 2: W_{d2} &= 1 \cdot 2 \cdot d \cdot R_2 + 2 \cdot 2 \cdot d \cdot R_1 \\ n = 3: W_{d3} &= 1 \cdot 2 \cdot d \cdot R_3 + 2 \cdot 2 \cdot d \cdot R_2 + 3 \cdot 2 \cdot d \cdot R_1 \end{aligned}$$

25 med løbende variabel $i = 1$ til n

$$\sum_{i=1}^n i \cdot (2d R_{n+1-i}) = W_d$$

(II)

30

Denne ligning tager hensyn til de forskellige friktionspladers forskellige forskydningsveje. Den øverste friktionsplade p_1 bliver altid bevæget. Dens huldiameter sættes lig med pendulendens 2 diameter. Den anden friktionsplade har en huldiameter $2d$ og altså en hulfrigang d . Bevæger pendulenden sig indenfor denne hulfrigang, så bliver kun den første friktionsplade p_1 aktiveret; herved udgør

35

firkantfladen for en hel svingningscyklus $W_{d1} = 2 \cdot d \cdot R_1$.
 Ved yderligere forskydning bliver også friktionspladen p_2
 med R_2 aktiveret og gennemløber herunder den ekstra sving-
 ningsvej d . Først ved større penduludslag end $2d$ bliver
 5 den tredje friktionsplade p_3 aktiveret, der med en huldia-
 meter på $3d$ tillader en pendulfrigang på $2d$ uden selv at
 komme i bevægelse. Disse bevægelsesfaser gennemløber hver
 svingningscyklus en gang i begge svingningsretninger, idet
 friktionspladerne hele tiden bliver aktiveret i den samme
 10 rækkefølge efter hverandre.

Ifølge krav 1 gælder:

$R_i = 2R_1 = \text{konstant}$ for i større end eller lig 2.
 15

Derfor får man fra ligning (II) for W_{dn}

for -

20 $n=1; i=1$: $W_{d1} = 2 d R_1$ 1
 $n=2; i=2$: $W_{d2} = 1 \cdot 2d R_2 + 2 \cdot 2d R_1 = 2 d R_1$ 4
 $n=3; i=1, 2, 3$: $W_{d3} = 1 \cdot 2d R_3 + 2 \cdot 2d R_2 + 3 \cdot 2d R_1 = 2 d R_1$ 9

man erkender uden videre afhængigheden af kvadratet på n ;
 25 der gælder altså den enkle sammenhæng:

$$W_{dn} = 2d \cdot R_1 \cdot n$$

idet afhængigheden mellem gnidningskraften og vægten er
 30 givet med

$$R_1 = \mu \cdot G_1$$

P A T E N T K R A V

1. Apparat til svingningsdæmpning af tårnagtige bygnings-
 værker, såsom skorstene, sendemaster og lignende lang-
 5 strakte konstruktioner, med et på en udkraget støtte (6)
 på bygningsværket til udførelse af rumlige svingninger op-
 hængt pendul (1) med en pendulstang (7), hvis nederste en-
 de stikker løst ind i et opadtil åbent hulrum (3) i en
 friktionsvægt, hvilken er sammensat af flere ikke forbund-
 10 ne, oven på hinanden stablede, cirkelskiveformede frik-
 tionsplader (p_i) med fra den øverste til den nederste pla-
 de tiltagende yderdiameter, hvoraf den nederste hviler
 forskydeligt på en bund (4) i apparatet, og hvorved hul-
 rummet (3) er dannet af centrale huller i friktionsplader-
 15 ne (p_i), hvis huldiametre (d_i) bliver større tiltagende
 fra den øverste til den nederste friktionsplade, k e n -
 d e t e g n e t ved, at dimensioneringen af friktions-
 pladerne (p_i) for $i=1$ til n sker under overholdelse af
 følgende regler:

20

a) alle friktionsplader (p_i) har samme pladetykkelse (t)

b) ved en antaget hul diameter (d_1) for den øverste frik-
 tionsplade tiltager huldiametrene svarende til produktet
 25 $i \cdot d_1$;

c) ved en antaget af den øverste friktionsplade (p_1) frem-
 bragt friktionskraft (R_1) dimensioneres optrapningen af
 friktionspladernes yderdiameter på grundlag af den yderli-
 30 gere betingelse, at alle øvrige friktionsplader (p_i) for
 $i=2$ til n altid frembringer den dobbelte friktionskraft i
 forhold til den øverste friktionsplade (p_1) efter formlen:

$$R_i = 2R_1 \text{ for } i=2 \text{ til } n$$

35

2. Apparat ifølge krav 1, k e n d e t e g n e t ved, at
 friktionskoefficienten μ mellem de enkelte friktionsplader

(p_i) såvel som mellem friktionspladen p_n og bunden (4) er den samme, så at der i forhold til den øverste friktionsplade (p_1) med vægten G_1 ved aktivering af de derunder liggende friktionsplader (p_i) for $i=2$ til n altid indtræder en forøgelse af friktionskraften $R_i=2\mu \cdot G_1$ for $i=2$ til n .

3. Apparat ifølge krav 1 eller 2, k e n d e t e g n e t ved, at den udvendige diameter (D_1) på den øverste friktionsplade (p_1) er mellem 4 og 12 gange pladens hul diameter (d_1), og at dens hul diameter (d_1) kun er ganske lidt større end diameteren (d) på pendulstangen (7) i området ved dennes nederste ende (2), der strækker sig ind i det af friktionspladerne (p_i) dannede hulrum (3).

