

(12) **Patentschrift**

(21) Anmeldenummer: A 9414/2008 (51) Int. Cl. : **D21G 1/00** (2006.01)
 (86) PCT-Anmeldenummer PCT/FI2008/050626 **F16F 7/10** (2006.01)
 (22) Anmeldetag: 04.11.2008
 (45) Veröffentlicht am: 15.05.2011

(30) Priorität:
12.12.2007 FI 20075898 beansprucht.

(56) Entgegenhaltungen:
WO 2007/088240A1

(73) Patentinhaber:
METSO PAPER, INC.
SF-00130 HELSINKI (FI)

(72) Erfinder:
OLKKONEN MIKA
HYVINKÄÄ (FI)
HAKOLA JANI
NUMMENKYLÄ (FI)

(54) **SCHWINGUNGSDÄMPFER FÜR EINE PAPIER- ODER KARTONMASCHINE**

(57) Bei einem Schwingungsdämpfer, der in einem schwingenden Gegenstand einer Papier- oder Kartonmaschine befestigt ist, wobei der Schwingungsdämpfer eine Masse (30), die mit der Geschwindigkeit einer einstellbaren Federkonstante schwingt, und ein erstes oberes Membranträgerelement (21) und ein zweites unteres Membranträgerelement (22), zwischen welchen die Masse (30) aufgehängt ist, aufweist, wird vorgeschlagen, dass der Schwingungsdämpfer weiterhin einen ersten Druckraum (41), der über dem ersten Trägerelement (21) angeordnet ist, und einen zweiten Druckraum (42) aufweist, der unter dem zweiten Trägerelement (22) angeordnet ist, wobei die Schwingung der Masse (30) einerseits durch Federkonstanten des ersten (21) und des zweiten Trägerelementes (22) und andererseits durch eine in dem ersten Druckraum (41) und dem zweiten Druckraum (42) vorherrschende Federkonstante von Gas beeinflusst wird.

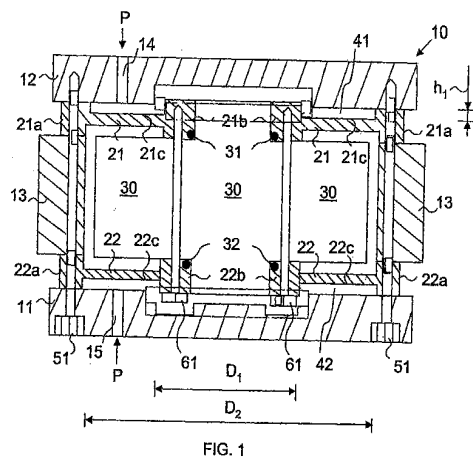


FIG. 1

Beschreibung

SCHWINGUNGSDÄMPFER FÜR EINE PAPIER- ODER KARTONMASCHINE

[0001] Anwendungsbereich der Erfindung

[0002] Die Erfindung betrifft ein Verfahren gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 1.

[0003] Die Erfindung betrifft einen Schwingungsdämpfer gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 7.

[0004] STAND DER TECHNIK

[0005] Mit sich vergrößernden Breiten und steigenden Geschwindigkeiten von Papier- und Kartonmaschinen werden Schwingungen von Rollen zu einem größeren Problem als je zuvor.

[0006] Ein Gegenstand, bei dem Schwingungen ein Problem darstellen, ist der Kalandar am Ende der Papier- oder Kartonmaschine. Bei Kalandern ist mindestens ein Walzenspalt vorhanden, der zwischen zwei Walzen ausgebildet ist, in dem die Bahn behandelt wird und die Bahnoberflächen verdichtet werden. Ein insbesondere im Zusammenhang mit Mehrwalzenkalandern auftretendes Problem ist Barring bzw. Querstreifigkeit. Querstreifigkeit ist ein Schwingungsproblem, welches durch Unregelmäßigkeiten in der Bahn oder durch mechanische Schwingungen verursacht wird, die durch den Kalandar, die Antriebe, die umgebenden Maschinen oder die Unrundheit der Rollen verursacht werden.

[0007] Die Implementierung eines dynamischen Dämpfers (in der Literatur zum Beispiel TMD = tuned mass damper / abgestimmter Tilgungsdämpfer) genannt, erfordert eine genau gesteuerte und einstellbare Federkonstante. Einstellbarkeit ist nur bei der Kommissionierung oder bei einem adaptiven Dämpfer ebenfalls während des Einsatzes erforderlich. Wenn notwendig werden Dämpfermassen erhöht und beim Versuch der Dämpfung hochfrequenter Schwingungen - zum Beispiel Querstreifigkeit mit 200-800 Hz oder ein Kalanderrahmen-Schwingungsdämpfer mit 10 Hz/7.000 kg - sind hohe Federkonstanten erforderlich. Die Bereitstellung hoher Federkonstanten in einem begrenzten Raum ist insbesondere dann schwierig, wenn die Federkonstante einstellbar sein muss. Dadurch werden dem Einsatz eines mechanischen Dämpfers in solchen Einsatzzielen Grenzen gesetzt.

[0008] Die WO 2007/088 240 A1 beschreibt ein Verfahren zum Steuern der Normalfrequenz einer Zwischenwalze eines Kalanders, insbesondere zum Dämpfen von Vibrationen und/oder Vermeiden zum Beispiel des "Barring"-Phänomens, in einer Materialbahnmaschine mittels einer Walzenabstützung durch Verwendung eines Dämpfers.

[0009] In dem FI-Patent 94458 ist ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Kontrolle der Schwingungen der Walzen einer Papiermaschine beschrieben. Bei dem Verfahren werden die Positionen der kritischen Geschwindigkeitsbereiche der Walze während des Laufes verändert. Die kritische Geschwindigkeit wird durch Veränderung der Masse und/oder der Steifigkeit der Walze und/oder des Tragepunktes der Walze verändert. Als eine Möglichkeit wird die Veränderung der Steifigkeit des Endlagers der Walze präsentiert. Zwischen der Unterlegscheibe der Lagegehäuse der Endlager und dem Rahmen können Teile aus elastischem Werkstoff installiert werden. Durch die Einstellung der Kraft, mit welcher das Lagergehäuse die Zwischenteile gegen den Rahmen presst, ist es möglich, die Steifigkeit der Befestigung der Lagergehäuse einzustellen. Die Presskraft kann mittels einer Zylindervorrichtung oder einer Schraube eingestellt werden.

[0010] In der JP-Patentschrift 3082843 ist eine Anordnung zur Minimierung von Schwingungen in einer Walze beschrieben. Der Antriebsmotor der Walze ist elastisch im Rahmen befestigt. Die Befestigung umfasst ein Gummizwischenstück, welches Schwingungen zwischen der Grundplatte des Befestigungsteils des Antriebsmotors und dem Rahmen aushält. Die Befestigungsschrauben der Grundplatte erstrecken sich durch die Rahmenplatte hindurch in einen Zylinder, der auf der unteren Fläche der Rahmenplatte befestigt ist, wobei sie in einem Kolben in dem Zylinder befestigt sind. Unter den Köpfen der Befestigungsschrauben sind Gummihülsen vor-

handen, wobei die Befestigung der Grundplatte schwimmend erfolgt. Auf der Innenfläche des Zylinders ist ein Vorsprung vorhanden, der die Aufwärtsbewegung des Kolbens in dem Zylinder begrenzt. Zwischen dem Zylinderkopf und der oberen Fläche des Kolbens ist eine Feder vorhanden und zwischen der unteren Fläche des Kolbens und dem Boden des Zylinders ist ein Druckraum vorhanden, wobei das Druckmedium Druckluft ist. Der Kolben wird mit Druckluft zuerst gegen den Vorsprung der Innenfläche des Zylinders getrieben, wobei eine minimale Presskraft auf die Gummizwischenstücke und Hülsen ausgeübt wird. Wenn der Druck von Druckluft unter dem Kolben abfällt, bewegt sich der Kolben durch die Kraft der oberhalb des Kolbens vorhandenen Feder abwärts, wodurch eine größere Druckkraft auf die Gummizwischenstücke und Gummihülsen ausgeübt wird. Mit dem Druck des unter dem Kolben vorhandenen Druckmediums ist es dann möglich, die Steifigkeit der Walze einzustellen.

[0011] In dem FI-Patent 101283 ist ein Verfahren zum Aufwickeln einer Papierbahn beschrieben, wobei versucht wird, Schwingungserregungen, die durch eine aufgewickelte Papierrolle verursacht sind, durch die Steuerung der Laufgeschwindigkeit des Aufwicklers zu vermeiden. Die Laufgeschwindigkeit des Aufwicklers wird auf der Grundlage der Drehfrequenz der ausgebildeten Papierrolle gesteuert, so dass dann, wenn sich die Drehfrequenz der ausgebildeten Papierrolle dem Schwingungsbereich nähert, die Laufgeschwindigkeit so abgesenkt wird, dass die Drehgeschwindigkeit der ausgebildeten Papierrolle unter die niedrigere Frequenz des Schwingungsbereiches absinkt. Danach wird die Laufgeschwindigkeit des Aufwicklers erhöht, so dass die Drehgeschwindigkeit der ausgebildeten Papierrolle konstant bleibt, bis die ursprüngliche Laufgeschwindigkeit des Aufwicklers erreicht ist.

[0012] In dem FI-Patent 110333 ist eine Anordnung zur Dämpfung von Schwingungen in dem Rahmen eines Mehrwalzenkalenders beschrieben. Die Anordnung umfasst mindestens einen Dämpfer, der mindestens ein energieabsorbierendes inneres Dämpferelement aufweist. Der Dämpfer ist an mindestens einem Punkt über der Mittellinie der Welle der obersten Walze des Kalenders befestigt. Der Dämpfer kann eine Falzstange aufweisen, um die herum sich eine schwingende Masse befindet. Das freie Ende der Falzstange wird mit dem Kalenderrahmen mit einem inneren Dämpfer und einer Feder verbunden. Der innere Dämpfer ist ein energieabsorbierender Dämpfer wie zum Beispiel ein Visko-Dämpfer oder ein aus Gummi oder viskoelastischem Werkstoff hergestellter Dämpfer. Die Abstimmung des Dämpfers erfolgt mittels Veränderung des Abstandes der Masse von dem Befestigungspunkt der Falzstange. Die Abstimmung kann bei der Installation des Dämpfers oder automatisch während des Laufes auf der Grundlage einer Schwingungsmessung durchgeführt werden, wobei der Abstand der Masse verändert wird, bis der niedrigste Schwingungspegel erreicht ist.

[0013] In der EP-Patentschrift 1025695 sind ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Dämpfung von Schwingungen in einer Papiermaschine beschrieben. In dem Lagergehäuse einer sich drehenden Walze ist ein Gewicht mittels einer Feder, d.h. einer Stange befestigt, deren Abstand von dem Lagergehäuse gesteuert werden kann. Das Gewicht und die Feder stellen ein dynamisches Schwingungselement dar. Die Schwingungen des Lagergehäuses werden gemessen und durch Veränderung des Abstandes des Gewichtes von dem Lagergehäuse kann die Schwingung ausgeglichen werden, indem die natürliche Frequenz des dynamischen Schwingungselementes auf dieselben Werte wie die problematische Erregungsfrequenz eingestellt wird. Die Anordnung ist dann am vorteilhaftesten, wenn die Schwingungen von zwei einen Walzenspalt ausbildenden Walzen gesteuert werden.

ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

[0014] Die Anordnung gemäß der Erfindung stellt einen Schwingungsdämpfer bereit, der leicht und in einem breiten Bereich einstellbar ist und der eine hohe Federkonstante aufweist.

[0015] Die hauptsächlichen Merkmale des Verfahrens gemäß der vorliegenden Erfindung sind in dem kennzeichnenden Teil von Anspruch 1 präsentiert.

[0016] Die hauptsächlichen Merkmale des Schwingungsdämpfers gemäß der vorliegenden Erfindung sind in dem kennzeichnenden Teil von Anspruch 7 präsentiert.

[0017] Bei dem Schwingungsdämpfer gemäß der Erfindung wird die schwingende Masse des Dämpfers durch Gas beeinflusst, durch dessen Druckveränderungen die Schwingungsfrequenz der Masse eingestellt wird. Durch die Erhöhung des Gasdruckes kann die Schwingungsfrequenz erhöht werden und durch Verringerung des Gasdruckes kann die Schwingungsfrequenz der Masse verringert werden. Durch passende Auswahl des Verhältnisses von Volumen und Fläche des Gasraumes des Dämpfers wird eine angemessene Steifigkeit in dem Dämpfer bereitgestellt.

KURZBESCHREIBUNG DER FIGUREN

[0018] In Fig. 1 ist ein Schwingungsdämpfer gemäß der Erfindung schematisch dargestellt.

BESCHREIBUNG BEVORZUGTER AUSFÜHRUNGSFORMEN

[0019] In Fig. 1 ist ein Dämpfer gemäß der Erfindung schematisch dargestellt, der auf Druckveränderungen von Gas basiert.

[0020] Der Dämpfer 10 weist eine Rahmenkonstruktion 11, 12, 13, zwei Membranträgerelemente 21, 22 und eine Masse 30 auf. Die Rahmenkonstruktion besteht aus einem zylindrischen Rahmenteil 13, wobei an einem ersten offenen Ende davon ein erstes Trägerelement 21 installiert ist, und wobei an einem zweiten offenen Ende davon ein zweites Trägerelement 22 installiert ist. Die Membranträgerelemente 21, 22 bestehen aus einem ersten Ausdehnungsring 21a, 22a, der den Außenkreis der Trägerelemente 21, 22 ausbildet, und aus einem zweiten Ausdehnungsring 21b, 22b, der den Innenkreis der Trägerelemente 21, 22 ausbildet, und aus einem Verbindungsteil 21c, 22c, welches diese verbindet. Oben auf dem ersten Trägerelement 21 ist ein Deckelteil 12 installiert und oben auf dem zweiten Trägerelement 22 ist ein Bodenteil 11 installiert. Das Bodenteil 11, das Rahmenteil 13, das Deckelteil 12 und die Trägerelemente 21, 22 sind aneinander mittels Schrauben 51 befestigt, die sich durch das Bodenteil 11, den ersten Ausdehnungsring 22a des zweiten Trägerelementes 22, das Rahmenteil 13, den ersten Ausdehnungsring 21a des ersten Trägerelementes 21 hindurch in das Deckelteil 12 erstrecken. In einem durch die Trägerelemente 21, 22 und das Rahmenteil 13 begrenzten Raum ist eine Masse 30 angeordnet. Die Masse 30 ist an den Trägerelementen 21, 22 mittels Schrauben 61 befestigt, die sich durch den zweiten Ausdehnungsring 22b in den Innenkreis des zweiten Trägerelementes 22 und die Masse 30 in den zweiten Ausdehnungsring 21b in den Innenkreis des ersten Trägerelementes 21 erstrecken.

[0021] Das erste Membranträgerelement 21, die Masse 30 und das Deckelteil 12 begrenzen einen ersten Druckraum 41 zwischen sich, wobei eine Verbindung durch eine erste Öffnung 14 vorhanden ist, die sich durch das Deckelteil 12 erstreckt. Die Höhe des ersten Druckraumes 41 ist mit dem Bezugszeichen h_1 bezeichnet. Das zweite Membranträgerelement 22, die Masse 30 und das Bodenteil 11 begrenzen einen zweiten Druckraum 42 zwischen sich, wobei eine Verbindung durch eine zweite Öffnung 15 vorhanden ist, die sich durch das Bodenteil 11 erstreckt. Die Masse 30 ist mittels einer ersten Dichtung 31 gegen den zweiten Ausdehnungsring 21b in dem Innenkreis des ersten Trägerelementes 21 und gegen den zweiten Ausdehnungsring 22b in dem Innenkreis des zweiten Trägerelementes 22 mittels einer zweiten Dichtung 32 abgedichtet.

[0022] Die Masse 30 ist somit in dem Dämpfer 10 mittels der Membranträgerelemente 21, 22 aufgehängt, durch die aufgehängt die Masse 30 schwingt. Zusätzlich werden die Schwingungen der Masse 30 durch den Druck P von Gas in dem ersten Druckraum 41 oberhalb der Masse 30 und in dem zweiten Druckraum 42 unterhalb der Masse 30 beeinflusst.

[0023] Der Betrieb des Dämpfers 10 ist mittels des folgenden Berechnungsbeispiels veranschaulicht.

[0024] In dem Kalandr tritt Barring bzw. Querstreifigkeit bei einem Frequenzbereich von 375 Hz auf. Es wurde auch beobachtet, dass das Problem auf Zufallsbasis auch bei Frequenzen von 360 und 390 Hz auftritt. Ein in dem Lagergehäuse zu installierender dynamischer Dämpfer wird als in der Lage betrachtet, das Schwingungsproblem zu beseitigen. Eine angemessene

Schwingungsmasse wird auf 25 kg geschätzt. Der Dämpfer ist für eine Frequenz von 375 Hz $\pm$ 20% konzipiert. Dann beträgt eine niedrigere Begrenzungsfrequenz für den Betrieb des Dämpfers $0,8 \cdot 375 = 300$ Hz, und eine obere Begrenzungsfrequenz beträgt $1,2 \cdot 375 = 450$ Hz, wodurch der problematische Frequenzbereich abgedeckt ist.

[0025] Gleichung (1) ermöglicht die Berechnung der Schwingungsfrequenz f_D des Dämpfers:

$$f_D = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k_s}{m}} \quad (1)$$

[0026] Gleichung (1) ist eine Approximation, bei der die Masse der Membranfedern des Dämpfers ignoriert wird. Die Gleichung ist immer noch gültig, da die Masse der Membranfedern des Dämpfers weniger als 5% der gesamten schwingenden Masse des Dämpfers beträgt.

[0027] Die Federkonstante der unteren Begrenzungsfrequenz von 300 Hz wird mittels Gleichung (2) erhalten:

[0028] Die Lösung der Federkonstante k_s von Gleichung (1) resultiert in Gleichung (2):

$$k_s = 4 \cdot f_D^2 \cdot \pi^2 \cdot m \quad (2)$$

[0029] Die Federkonstante der unteren Begrenzungsfrequenz von 300 Hz wird mittels Gleichung (2) erhalten:

$$k_{300\text{Hz}} = 4 \cdot 300^2 \cdot \pi^2 \cdot 25 = 9 \cdot \pi^2 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

[0030] Die Federkonstante der oberen Begrenzungsfrequenz von 450 Hz wird mittels Gleichung (2) erhalten:

$$k_{450\text{Hz}} = 4 \cdot 450^2 \cdot \pi^2 \cdot 25 = 20,25 \cdot \pi^2 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

[0031] Der Betriebsgedanke des Dämpfers besteht in der Verwendung von Gas in einem Membrantyp-Zylinder, d.h. dem ersten 41 und dem zweiten Druckraum 42 als einstellbare Feder. Es ist möglich, die Federkonstante des Gases einfach durch Veränderung des Druckniveaus des Gases zu verändern. Es sind keinerlei mechanische Veränderungen wie zum Beispiel Bewegungen, Stellglieder usw. erforderlich.

[0032] Für den adiabatischen Prozess gilt die Gleichung (3):

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n \quad (3)$$

[0033] In Gleichung (3) ist p der Druck in dem Membrantyp-Zylinder, V ist das Volumen des Druckraumes, n ist nahezu gleich 1,4 für zweiatomiges Gas. Der untere Index 1 bezieht sich auf den statischen Zustand des Membrantyp-Zylinders (durchbiegungsfreie Situation) und der untere Index 2 bezieht sich auf den Durchbiegungszustand des Membrantyp-Zylinders.

[0034] Das Ersetzen des Druckraumvolumens V in Gleichung (3) durch den Einsatzbereich A des Druckraumes und der Höhe h der Gas-säule resultiert in Gleichung (4):

$$p_1 \cdot (A \cdot h_1)^n = p_2 \cdot (A \cdot h_2)^n$$

(4)

[0035] Die Lösung von p_2 von Gleichung (4) resultiert in Gleichung (5):

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{h_1}{h_2} \right)^n$$

(5)

[0036] Es ist wiederum möglich, die Federkonstante k des Gases in dem Druckraum mittels Gleichung (6) zu berechnen:

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta h} = \frac{\Delta p \cdot A}{\Delta h} = \frac{(p_2 - p_1) \cdot A}{h_2 - h_1}$$

(6)

[0037] Das Einsetzen von Gleichung (5) in Gleichung (6) und das Ersetzen der Höhe h_2 des Durchbiegungszustandes der Gassäule durch $h_1 + \Delta$ resultiert in Gleichung (7):

$$k = \frac{\left[\left(\frac{h_1}{h_1 + \Delta} \right)^n - 1 \right] \cdot p_1 \cdot A}{\Delta}$$

(7)

[0038] Gemäß der obigen Gleichung (7) ist die Gasfederkonstante von dem Vorladedruck p_1 des Gases abhängig und diese Eigenschaft wird bei der Erfindung genutzt.

[0039] Für den in Fig. 1 dargestellten Dämpfer wird Folgendes erhalten:

$$p_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$p_2 = 100 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$h_1 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = 1,4$$

$$\Delta = 10^{-12} \text{ m}$$

$$D_1 = 0,12 \text{ m}$$

$$D_2 = 0,25 \text{ m}$$

$$A = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} + \frac{\pi \cdot (D_2 - D_1)^2}{4} \cdot \frac{1}{2} = \frac{\pi \cdot 0,0457}{8} \text{ m}^2$$

[0040] Der wirksame Bereich A der durch die Membranfeder 21, 22 ausgebildeten elastischen Membran wird somit als der starre Mittelpunkt + die Hälfte der elastischen Membran angenommen.

[0041] Mit einem Vorladedruck von $P_1 = 0,1 \text{ MPa}$ wird die Federkonstante des Druckraumes 41 über der Membranfeder 21 mittels Gleichung (7) erhalten:

[0042] Mit einem Vorladedruck von $P_1 = 10 \text{ MPa}$ wird die Federkonstante des Druckraumes 41 über der Membranfeder 21 mittels Gleichung (7) erhalten:

$$k_1 = \frac{\left[\left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-3} + 10^{-12}} \right)^{1,4} - 1 \right] \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0457}{8}}{10^{-12}} = -6,22738 \cdot 10^5 \text{ N/m}$$

[0043] Ein negativer Wert wird für die Federkonstanten k_1 und k_2 erhalten, was bedeutet, dass der Druck sinkt, wenn sich das Volumen erhöht. Daher ist dies eine Frage der Auswahl der Richtung der positiven Koordinaten.

[0044] Die Federkonstante des obigen Druckraumes 41 und die Federkonstante des unten angeordneten Druckraumes 42 sind bei der Ausführungsform von Fig. 1 gleich, da die Druckräume 41, 42 identisch sind. Beim Druck p_1 kann die Schwingungsfrequenz der Masse 30 mittels Gleichung (8) auf der Grundlage von Gleichung (1) wie folgt berechnet werden:

$$f_{1bar} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2 \cdot k_1 + k_{300Hz}}{m}} \quad (8)$$

$$f_{1bar} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{(2 \cdot 6,22738 \cdot 10^5) + (9 \cdot \pi^2 \cdot 10^6)}{25}} = 302 \text{ Hz}$$

[0045] Beim Druck p_2 kann die Schwingungsfrequenz der Masse 30 wiederum mittels Gleichung (9) auf der Grundlage von Gleichung (1) wie folgt berechnet werden:

$$f_{1bar} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2 \cdot k_2 + k_{300Hz}}{m}} \quad (9)$$

$$f_{100bar} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{(2 \cdot 6,22737 \cdot 10^7) + (9 \cdot \pi^2 \cdot 10^6)}{25}} = 465 \text{ Hz}$$

[0046] Das heißt, dass es zum Erreichen des anfangs erwähnten Frequenzbereiches von $375 \text{ Hz} \pm 20\%$ ($300\text{-}450 \text{ Hz}$) möglich sein muss, den Druck des Druckraumes im Bereich von etwa $0,1\text{-}10 \text{ MPa}$ einzustellen.

[0047] Die Membranfedern 21, 22 stellen die Grundfrequenz des Systems ein. Die endgültige Abstimmungsfrequenz wird dann mittels des Druckes eingestellt, d.h. die Grundeinstellung wird

mittels der Membranfedern 21, 22 ausgebildet und die Feineinstellung wird mittels des Druckes ausgeführt. Bei den Gleichungen (8) und (9) werden dieselben, auf die Frequenz von 300 Hz berechneten mechanischen Federkonstanten verwendet, da der Druck nicht die Steifigkeit der Membranfeder 21, 22 beeinflusst.

[0048] Bei der in der Figur dargestellten Ausführungsform ist das Rahmenteil 13 zylindrisch, welches vom Gesichtspunkt der Abdichtung die vorteilhafteste Form aufweist. Das Rahmenteil 13 sollte jedoch auch eine andere Form aufweisen, zum Beispiel die Form eines Rechteckes.

[0049] Der erste Druckraum 41 und der zweite Druckraum 42 sind vorteilhafterweise identisch, wobei das Verhalten des Dämpfers 10 in einem weiten Betriebsbereich linear ist. Bei kleinen Schwingungsbewegungen ist der Betrieb des Dämpfers 10 immer noch genügend linear, auch wenn der erste Druckraum 41 und der zweite Druckraum 42 nicht identisch sind. Die Höhe h_1 des ersten Druckraumes 41 (und des zweiten Druckraumes 42) muss nicht über den gesamten Bereich des ersten Druckraumes 41 konstant sein, wobei der Bestimmungsfaktor die relative Veränderung $\Delta V/V$ ist.

[0050] Auf beiden Seiten der Membranfedern 21, 22 herrschen dieselben statischen Drücke vor, d.h. auch der Status der Masse 30 weist denselben Druck auf. Nach dem Füllen werden die ersten 41 und zweiten Druckräume 42 geschlossen, wobei Schwingungen einen Druckunterschied erzeugen. Die Masse 30 schwingt in Vertikalrichtung.

[0051] Der Dämpfer 10 kann zum Beispiel in Verbindung mit einem Walzenspalt verwendet werden. Dann wird die Resonanzfrequenz des Walzenspalt von der Maschine gemessen und die Drehfrequenz der Walze wird von der Laufgeschwindigkeit berechnet. Die Frequenz des Dämpfers 10 wird auf ein Vielfaches der Drehfrequenz der Walze eingestellt, die der Resonanzfrequenz am nächsten liegt. Dann ist die Walze nicht angepasst, doch die Schwingungen werden auf den Dämpfer 10 übertragen.

[0052] Oben wurden nur einige vorteilhafte Ausführungsformen der Erfindung beschrieben, wobei es für Fachleute auf diesem Gebiet offensichtlich ist, dass mehrere Veränderungen daran vorgenommen werden können, die innerhalb des Umfangs der beigefügten Ansprüche liegen.

Patentansprüche

1. Schwingungsdämpfer, der in einem schwingenden Gegenstand einer Papier- oder Kartonmaschine befestigt ist, wobei der Schwingungsdämpfer eine Masse (30), die mit der Geschwindigkeit einer einstellbaren Federkonstante schwingt, und ein erstes oberes Membranträgererelement (21) und ein zweites unteres Membranträgererelement (22), zwischen welchen die Masse (30) aufgehängt ist, aufweist, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Schwingungsdämpfer weiterhin einen ersten Druckraum (41), der über dem ersten Trägererelement (21) angeordnet ist, und einen zweiten Druckraum (42) aufweist, der unter dem zweiten Trägererelement (22) angeordnet ist, wobei die Schwingung der Masse (30) einerseits durch Federkonstanten des ersten (21) und des zweiten Trägererelementes (22) und andererseits durch eine in dem ersten Druckraum (41) und dem zweiten Druckraum (42) vorherrschende Federkonstante von Gas beeinflusst wird.
2. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Schwingungsdämpfer eine Rahmenkonstruktion (11, 12, 13) aufweist, die ein zylindrisches Rahmenteil (13), in welchem ein erstes offenes Ende und ein gegenüberliegendes, zweites offenes Ende eines Bodenteils (11) vorhanden ist, welches das erste Ende des Rahmenteils (13) abschließt, und ein Deckelteil (12) aufweist, welches das zweite Ende des Rahmenteils (13) abschließt, wobei das erste Trägererelement (21) zwischen dem Deckelteil (12) und dem ersten Ende des Rahmenteils (13) angeordnet ist, wobei das zweite Trägererelement (22) zwischen dem Bodenteil (11) und dem zweiten Ende des Rahmenteils (13) angeordnet ist, so dass der erste Druckraum (41) zwischen dem ersten Trägererelement (21) und dem Deckelteil (12) ausgebildet ist, und wobei der zweite Druckraum (42) zwischen dem zweiten Trägererelement (22) und dem Bodenteil (11) ausgebildet ist.

3. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste (21) und das zweite Trägerelement (22) identisch sind, so dass sie einen ersten Ausdehnungsring (21a, 22a), der den Außenkreis des Trägerelementes (21,22) ausbildet, einen zweiten Ausdehnungsring (21b, 22b), der den Innenkreis des Trägerelementes (21,22) ausbildet, und ein Verbindungsteil (21c, 22c) aufweisen, welches diese verbindet.
4. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass der erste Ausdehnungsring (21a) des ersten Trägerelementes (21) zwischen dem ersten Ende des Rahmentails (13) und dem Deckelteil (12) angeordnet ist, wobei der erste Ausdehnungsring (22a) des zweiten Trägerelementes (22) zwischen dem zweiten Ende des Rahmentails (13) und dem Bodenteil (11) angeordnet ist, und dass die Masse (30) auf dem zweiten Ausdehnungsring (21b) des ersten Trägerelementes (21) und dem zweiten Ausdehnungsring (22b) des zweiten Trägerelementes (22) getragen ist.
5. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Bodenteil (11), das Rahmentail (13), das Deckelteil (12) und die Trägerelemente (21, 22) aneinander mittels Schrauben (51) befestigt sind, die sich durch das untere Teil (11), den ersten Ausdehnungsring (22a) des zweiten Trägerelementes (22), das Rahmentail (13), den ersten Ausdehnungsring (21a) des ersten Trägerelementes (21) hindurch in das Deckelteil (12) erstrecken.
6. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Masse (30) an den Trägerelementen (21,22) mittels Schrauben (61) befestigt ist, die sich durch den zweiten Ausdehnungsring (22b) des zweiten Trägerelementes (22) und die Masse (30) in den zweiten Ausdehnungsring (21b) des ersten Trägerelementes (21) erstrecken.

Hierzu 1 Blatt Zeichnungen

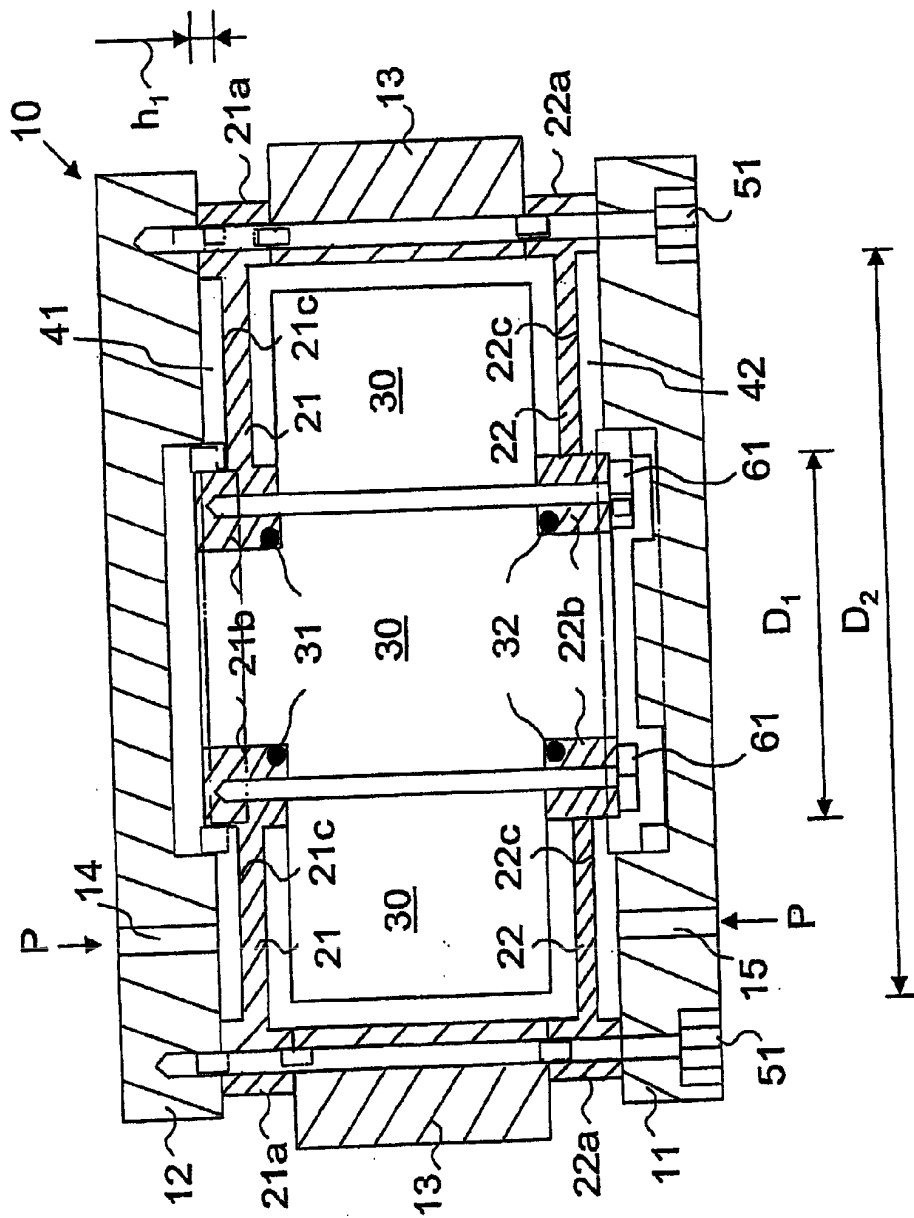


FIG. 1