

(19)



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

**EP 1 209 286 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
**05.04.2006 Patentblatt 2006/14**

(51) Int Cl.:  
**D21G 1/00<sup>(2006.01)</sup>**

(21) Anmeldenummer: **01127208.5**

(22) Anmeldetag: **16.11.2001**

### (54) **Kalender und Verfahren zum Behandeln einer Materialbahn**

Calendar and process for treating a web

Calendres et procédé de traitement d'une bande

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT DE FI FR GB SE**

(30) Priorität: **23.11.2000 DE 10057991**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**29.05.2002 Patentblatt 2002/22**

(73) Patentinhaber: **Voith Paper Patent GmbH**  
**89522 Heidenheim (DE)**

(72) Erfinder:  
• **Dieter Junk**  
**D-57223 Kreuztal (DE)**

• **Heiko Linder**  
**D-47495 Rheinberg (DE)**

(74) Vertreter: **Knoblauch, Andreas**  
**Schlosserstrasse 23**  
**60322 Frankfurt (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**WO-A-98/50628**                      **DE-A- 19 820 089**  
**FR-A- 1 326 392**                      **US-A- 5 438 920**

**EP 1 209 286 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft einen Kalendar mit einem Walzenstapel, der zwei Endwalzen und dazwischen mehrere Zwischenwalzen aufweist, wobei im Betrieb zwei einander benachbarte Walzen, die jeweils eine Durchbiegung aufweisen, einen Nip bilden. Ferner betrifft die Erfindung ein Verfahren zum Behandeln einer Materialbahn, die durch mehrere Nips geführt und dort mit Druck beaufschlagt wird, wobei jeder Nip durch eine erste Walze und eine dieser benachbarten zweiten Walze gebildet wird (siehe zum Beispiel das Dokument FR-A-1 326 392).

**[0002]** Ein derartiger Kalendar wird beispielsweise verwendet, um eine Papierbahn zu satinieren. Hierbei möchte man über die gesamte Breite der Papierbahn einen möglichst gleichmäßigen Druckverlauf erreichen, um Dicken- und Qualitätsunterschiede quer zur Laufrichtung der Papierbahn zu vermeiden. Die zu satinierenden Papierbahnen haben derzeit Breiten in der Größenordnung von bis zu 10 m. Die entsprechend langen Walzen tendieren daher dazu, aufgrund ihres Eigengewichts in der axialen Mitte "durchzuhängen", sie weisen also eine Durchbiegung auf. Auch wenn diese Durchbiegung nicht allzu groß ist, macht sie sich störend bei der Druckbehandlung der Papierbahn oder einer anderen Materialbahn bemerkbar.

**[0003]** Man hat versucht, dieser Erscheinung entgegen zu wirken. So ist es beispielsweise aus EP 0 679 204 B1 bekannt, die Zwischenwalzen so auszuwählen, daß sie alle die gleiche Eigendurchbiegung aufweisen, und das Gewicht der Walzen und die sogenannten überhängenden Lasten, d.h. die mit den Walzen verbundenen Teile, wie Leitwalzen oder Lagergehäuse, komplett gewichtsmäßig zu entlasten.

**[0004]** Ein anderer Ansatz, der in DE 198 20 089 A1 beschrieben ist, geht davon aus, daß man die Streckenlastprofile durch Einleiten von Verformungskräften an den Walzenzapfen der Zwischenwalze verändert. Dabei wählt man die Verformungskräfte derart, daß die Zwischenwalzen zur Ausübung von Be- oder Entlastungsdrücken eine im wesentlichen gleiche Durchbiegung erhalten, wobei ein Grad der Durchbiegung gemäß einer bestimmbarer Veränderung einer walzenbedingten Streckenlastdifferenz zwischen dem oberen und unteren Nip eingestellt wird. Die durchbiegungssteuerbaren Walzen an den Enden des Walzenstapels werden dann an diese Biegung angepaßt. Man kann nun beobachten, daß trotz dieser gleichen Durchbiegungen die Satinageergebnisse teilweise nicht zufriedenstellend sind.

**[0005]** Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die Belastung im Nip gleichförmig zu gestalten.

**[0006]** Diese Aufgabe wird bei einem Kalendar der eingangs genannten Art dadurch gelöst, daß sich die Durchbiegungen benachbarter Walzen voneinander unterscheiden, wobei eine der konvexen Seite einer ersten Walze benachbarte zweite Walze eine schwächere Durchbiegung als die erste Walze aufweist.

**[0007]** Damit verläßt man zwar den bisher verfolgten Ansatz, allen Walzen die gleiche Durchbiegung zu vermitteln oder die Walzen so auszuwählen, daß sie von sich aus die gleiche Durchbiegung haben. Man eröffnet sich aber die Möglichkeit, daß die Durchbiegung in den Nips stärker aneinander angenähert werden können, als bisher. Dabei spielt die Überlegung eine Rolle, daß man bei der Durchbiegung einer Walze bislang nicht die unterschiedlichen Effekte berücksichtigt hat, die sich an der konkaven und an der konvexen Seite ergeben. Wenn man nun die Durchbiegungen unterschiedlich wählt, dann kann man diese Effekte berücksichtigen.

**[0008]** Hierbei ist besonders bevorzugt, daß benachbarte Walzen jeweils eine Durchbiegung aufweisen, bei denen eine Amplitude der Durchbiegung der Mantellinie an der konvexen Seite der ersten Walze im wesentlichen mit einer Amplitude der Durchbiegung der Mantellinie der benachbarten zweiten Walze an deren konkaven Seite übereinstimmt. Damit kann man die Durchbiegungen der beiden Walzen, die den betrachteten Nip bilden, im Nip aneinander anpassen, so daß der Druckverlauf im Nip über die Breite der Materialbahn wesentlich gleichförmiger wird. Die Anpassung erfolgt also dort, wo sie erforderlich ist. Dabei kann man ohne weiteres in Kauf nehmen, daß die Durchbiegungen der beiden Walzen an sich, d.h. die Durchbiegung an den Achsen, voneinander abweichen. Eine derartige Abweichung ist sogar Voraussetzung, daß man die Durchbiegungen an den beiden Mantellinien miteinander in Übereinstimmung bringt.

**[0009]** Vorzugsweise weist von einander benachbarten Walzen mindestens eine eine Kräfteinleitungseinrichtung auf. Man ist dann nicht mehr darauf angewiesen, Walzen auszuwählen, die von sich aus die geforderten Durchbiegungen aufweisen. Man kann eine derartige Durchbiegung auch durch das Einleiten von äußeren Kräften bewirken.

**[0010]** Vorzugsweise hängt die Amplitude  $f_{EM(i+1)}$  der Durchbiegung der zweiten Walze nach folgender Beziehung von der Amplitude  $f_{EM(i)}$  der Durchbiegung der ersten Walze ab

$$f_{EM(i+1)} = \sqrt{\left(\frac{2}{D(i+1) K^2}\right)^2 + \frac{4}{D(i+1) K^2} \cdot f_{EU(i)} - \frac{2}{D(i+1) K^2}}$$

wobei

$$f_{EU(i)} = f_{EM(i)} - \frac{1}{4} K^2 \cdot f_{EM(i)}^2 \cdot D(i)$$

5

10

$$K = \frac{16}{AB} \cdot \frac{1 + 3 \frac{MbML - AB}{AB}}{5 + 12 \frac{MbML - AB}{AB}}$$

15

AB = Arbeitsbreite

MbML = Lagerabstand

 $D_{(i)}$  = Durchmesser der ersten Walze $D_{(i+1)}$  = Durchmesser der zweiten Walze

i = Index der ersten Walze

20

i+1 = Index der zweiten Walze.

25

**[0011]** Vorzugsweise weisen benachbarte Walzen unterschiedliche Lagerabstände auf, wenn sie in mindestens einem Parameter voneinander abweichen. Mit dieser Ausgestaltung erreicht man nicht nur eine Übereinstimmung der Durchbiegungen, genauer gesagt der Amplituden der Durchbiegungen an den beiden benachbarten Mantellinien der beiden den Nip bildenden Walzen, sondern man hat die Möglichkeit, auch gleiche Biegelinien einzustellen. Die Biegelinien sind bekanntlich nicht nur abhängig von der Amplitude der Durchbiegung, sondern beispielsweise auch von der Kurvenform der Biegelinie, die über die Schubverformung zum Beispiel vom Schlankheitsgrad der Walzen abhängt. Wenn man nun die Möglichkeit hat, die Lagerabstände der Zwischenwalzen zu variieren, dann erhält man die Möglichkeit, tatsächlich auch die Kurvenform der Biegelinien der Mantellinien, d.h. der beiden den Nip begrenzenden Linien besser aneinander anzupassen.

30

**[0012]** Vorzugsweise liegt die Differenz der Lagerabstände im Bereich von 0,1 % bis 2 % bezogen auf den größeren Lagerabstand. Eine derartige Abweichung ist durchaus tolerierbar. Größere Änderungen an der Stuhlung sind nicht erforderlich, weil die Kräfte, die auf die Stuhlung wirken, keine wesentlich anderen Kraftangriffspunkte erhalten. Trotzdem lassen sich mit diesen kleinen Änderungen bereits beträchtliche Vorteile erzielen.

35

**[0013]** Hierbei ist besonders bevorzugt, daß der Lagerabstand mindestens einer Zwischenwalze veränderbar ist. Nach dem Austausch der betreffenden Walze läßt sich dann gegebenenfalls die Biegelinie in die gewünschte Form bringen.

**[0014]** Hierbei ist bevorzugt, daß die Lagerung aller Walzen symmetrisch zur axialen Mitte erfolgt. Dies gilt auch für die Zwischenwalze, deren Lagerabstand verstellt wird. Dies bedeutet zwar, daß man die Verstellung der Lager an beiden axialen Enden vornehmen muß. Die Biegung der Mantellinie dieser Walze wird dann aber über die gesamte Arbeitsbreite an die Biegung der entsprechenden zweiten Walze angepaßt.

40

**[0015]** Die Aufgabe wird bei einem Verfahren der eingangs genannten Art dadurch gelöst, daß man die Durchbiegungen der beiden Walzen unterschiedlich wählt.

**[0016]** Wie oben im Zusammenhang mit dem Kalandrieren erläutert, ist es mit unterschiedlichen Durchbiegungen der Walzen, d.h. deren Mittellinien, möglich, die Durchbiegungen an den entscheidenden Stellen, nämlich an den den Nip bildenden Mantellinien aneinander anzugleichen. Auf diese Weise wird das Satinageergebnis über die Arbeitsbreite, d.h. die Breite der Materialbahn, drastisch verbessert.

45

**[0017]** Hierbei ist bevorzugt, daß man die Durchbiegung der ersten Walze so steuert, daß die Amplitude der Durchbiegung der Mantellinie an der konvexen Seite der ersten Walze übereinstimmt mit der Amplitude der Durchbiegung der Mantellinie an der konkaven Seite der zweiten Walze. Wenn man die Durchbiegungen in Übereinstimmung bringt, erhält man über die Breite der Walzen ein verbessertes Arbeitsergebnis.

50

**[0018]** Auch ist von Vorteil, wenn man bei ungleichen Walzen den Lagerabstand einer Walze gegenüber dem Lagerabstand der anderen Walze abweichend einstellt. Wie oben ausgeführt, läßt sich auf diese Weise nicht nur die Amplitude der Durchbiegung an den beiden Mantellinien in Übereinstimmung bringen, sondern auch die Kurvenform der Biegelinie.

55

**[0019]** Die Erfindung wird im folgenden anhand von bevorzugten Ausführungsbeispielen in Verbindung mit der Zeichnung näher beschrieben. Hierin zeigen:

Fig. 1 eine erste Prinzipskizze zur Erläuterung wichtiger Größen,

Fig. 2 eine zweite Prinzipskizze zur Erläuterung weiterer Größen und

Fig. 3 eine schematische Darstellung von Biegelinien.

5 **[0020]** Fig. 1 zeigt einen Ausschnitt aus einem Walzenstapel eines Kalenders. Dargestellt ist eine erste Walze  $i$  und eine zweite Walze  $i+1$ , die zwischen sich einen Nip  $N$  bilden. Durch diesen Nip  $N$  wird im Betrieb eine Materialbahn, beispielsweise eine nicht näher dargestellte Papierbahn, geführt und dort mit Druck und gegebenenfalls auch mit erhöhter Temperatur beaufschlagt. Hierbei ist es gewünscht, daß die Behandlung über die gesamte Breite des Nips  $N$  (d.h. die Erstreckung in axialer Richtung der beiden Walzen  $i, i+1$ ) gleichmäßig erfolgt. Eine Voraussetzung dafür ist, daß die

10 **[0021]** Um eine derartige gleichmäßige Ausbildung zu erreichen, weisen die beiden Walzen  $i, i+1$  unterschiedliche Durchbiegungen auf. Dabei werden die Durchbiegungen nach einer bestimmten Vorgehensweise gewählt, die im folgenden erläutert werden soll. Ziel ist es, die Durchbiegung der unteren Mantellinie der oberen Walze  $i$  anzupassen an die Durchbiegung der oberen Mantellinie der unteren Walze  $i+1$ . Hierbei wird vereinfachend davon ausgegangen, daß

15 die Durchbiegung ausschließlich durch die Schwerkraft und die damit verbundenen Gewichtskräfte an den Walzen verursacht wird. Die Überlegungen gelten aber grundsätzlich auch dann, wenn die Durchbiegung durch äußere Kräfte oder Momente verursacht wird.

**[0022]** Ausgangspunkt für die nachfolgende Betrachtung ist der geöffnete Walzenstapel, d.h. die Mittelwalzen  $i, i+1$  hängen, in ihren Lagern abgestützt, frei entsprechend ihren Eigenbiegelinien aus Schwerkraft und Steifigkeit durch.

20 Hierbei ergibt sich zumindest in erster Näherung die Form einer Parabel. Für die nachfolgende Betrachtung reicht es aber aus, wenn man die Durchbiegungslinie als Kreislinie ansieht.

**[0023]** Für den Schließvorgang der Nips ist es als ideal anzusehen, wenn die sich aufeinander zu bewegendenden Berührungslinien der beiden den Nip  $N$  bildenden Walzen eine bestmögliche Anschmiegungsform aufweisen. Die beiden Berührungslinien sind die untere Mantellinie der oberen Walze und die obere Mantellinie der unteren Walze. Hierbei ist

25 man weitgehend unabhängig davon, ob im anschließenden Betriebsfall die Walzengewichte teil- oder vollkompensiert werden.

**[0024]** Die Anforderung, daß die untere Mantellinie der Walze  $i$  in ihrer Durchbiegungsamplitude  $f_{EU_i}$  der Durchbiegungsamplitude  $f_{EO(i+1)}$  der oberen Mantellinie der darunter befindlichen Walze  $i+1$  entspricht, läßt sich bei exakt gleichen Eigendurchbiegungen  $f_{EM}$  benachbarter Mittelwalzen  $i$  und  $i+1$  nicht erfüllen, wie sich anhand der Skizze der Fig. 1 ableiten läßt.

30

**[0025]** Aufgrund der gleichen Biegelinien ist die Distanz  $XR$  der Walzen an den Ballenrändern

35

$$XR = \frac{1}{2 \cos \alpha} (D_i + D_{(i+1)})$$

gleich der Distanz  $XM$  der Walzen in der Walzenmitte

40

$$XM = \frac{1}{2} (D_i + D_{(i+1)}) + \Delta f$$

45

d.h. die Walzenspaltendifferenz  $\Delta f = XR - XM$  ergibt sich zu

50

$$\Delta f = \frac{1}{2} (D_i + D_{(i+1)}) \left( \frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right)$$

55 Zwischen der Durchbiegung  $f_{EM}$  und dem Neigungswinkel  $\alpha$  der Eigenbiegelinie am Ballenrand besteht nach bekannten Formeln eine feste Beziehung (bei Vernachlässigung der Schubverformung)

$$f_{EM} = \frac{9E \cdot AB^4}{384 EJ} \left( 5 + 12 \cdot \frac{MbML - AB}{AB} \right)$$

$$\tan \alpha = \frac{9E \cdot AB^3}{24 EJ} \left( 1 + 3 \cdot \frac{MbML - AB}{AB} \right)$$

daraus folgt:

$$\tan \alpha = \frac{16}{AB} \cdot \frac{1 + 3 \cdot \frac{MbML - AB}{AB}}{5 + 12 \cdot \frac{MbML - AB}{AB}} \cdot f_{EM} = K \cdot f_{EM}$$

[0026] Weiter gilt:

$$\frac{1}{\cos \alpha} = \sqrt{1 + \tan^2 \alpha}$$

[0027] Da  $\tan^2 \alpha$  im Vergleich zu 1 immer sehr klein sein wird, gilt als zulässige Vereinfachung:

$$\sqrt{1 + \tan^2 \alpha} = 1 + \frac{1}{2} \tan^2 \alpha$$

[0028] Damit wird

$$\Delta f = \frac{1}{4} K^2 \cdot f_{EM}^2 (D_i + D_{(i+1)})$$

[0029] Um die ideale Anschmiegung, d.h.  $\Delta f = 0$  zu erhalten, muß die Durchbiegung  $f_{EM}$  der Walze  $i+1$  gezielt kleiner sein als die der darüber liegenden Walze  $i$ . Wenn die Amplitude der Durchbiegung der unteren Mantellinie der oberen Walze  $i$  mit  $f_{EU_i}$  und die Amplitude der Durchbiegung der oberen Mantellinie der unteren Walze  $i+1$  mit  $f_{EO_{(i+1)}}$  bezeichnet wird, dann sollte gelten

$$f_{EU_i} = f_{EO_{(i+1)}}$$

[0030] Die Größen  $f_{EU_i}$  und  $f_{EO_{(i+1)}}$  lassen sich nach folgenden Beziehungen herleiten

$$f_{EU_i} = f_{EM_i} - \frac{1}{4} K^2 \cdot f_{EM_i}^2 \cdot D_i$$

5

$$f_{EO_{(i+1)}} = f_{EM_{(i+1)}} - \frac{1}{4} K^2 \cdot f_{EM_{(i+1)}}^2 \cdot D_{(i+1)}$$

10

daraus folgt:

$$f_{EM_{(i+1)}} = f_{EU_i} - \frac{1}{4} K^2 \cdot f_{EM_{(i+1)}}^2 \cdot D_{(i+1)}$$

15

[0031] Wenn man diesen Ausdruck nach  $f_{EM_{(i+1)}}$  auflöst, erhält man

20

$$f_{EM_{(i+1)}} = \sqrt{\left(\frac{2}{D_{(i+1)} \cdot K^2}\right)^2 + \frac{4}{D_{(i+1)} \cdot K^2} \cdot f_{EU_i}} - \frac{2}{D_{(i+1)} \cdot K^2}$$

25

wobei  $f_{EU_i}$  oben definiert worden ist.

[0032] Damit kann man, wenn man mit der obersten Mittelwalze eines Kalenders beginnt ( $i = 2$ ) den ganzen Walzenstapel in Bezug auf seine ideal differierenden Eigendurchbiegungen berechnen. Dies ist in der folgenden Tabelle niedergelegt, wobei gilt:

30

AB = 10.000 mm  
MbML = 11.700 mm

35

Walzenposition	Nenn-Ø D	$f_{EM/mm}$	$f_{EU/mm}$	$\Delta f_{EM/mm}$ zu Walze 2
2	760	2,37000	2,36987	0
3	825	2,36974	2,36960	0,00026
4	760	2,36948	2,36935	0,00052
5	825	2,36921	2,36908	0,00079
6	825	2,36894	2,36880	0,00106
7	760	2,36868	2,36855	0,00132
8	825	2,36842	2,36828	0,00158
9	760	2,36816	2,36803	0,00184
10	825	2,36789	2,36776	0,00211
11	760	2,36763	----	0,00237

40

45

50

[0033] Der Walzenstapel hat zwölf Walzen, d.h. zwei durchbiegungseinstellbare Endwalzen und dazwischen Zwischenwalzen an den Walzenpositionen 2-11, die in bekannter Weise abwechselnd als harte und weiche Walzen ausgebildet sind. Bei den harten Walzen handelt es sich um Hartgußwalzen mit Durchmessern von 760/410 mm (Außendurchmesser, Innendurchmesser). Die weichen Walzen sind als GG-Rohrwalzen mit Kunststoffbezug ausgebildet und

55

weisen einen Durchmesser von 825/800/428 mm (Außendurchmesser mit Bezug, Außendurchmesser ohne Bezug, Innendurchmesser) auf.

[0034] Man erkennt, daß sich bei der 11. Walze bereits eine Abweichung  $\Delta f_{EM}$  zur Walze 2 von 0,00237 mm ergeben hat.

5 [0035] Diese erste Ansatz hat sich bereits weitgehend bewährt. Allerdings werden hierbei in erster Linie nur die Amplituden der Durchbiegungen aneinander angepaßt.

[0036] Weiter verbessern kann man die Vergleichmäßigung der Belastung im Nip dadurch, daß man bei den Mittelwalzen unterschiedliche Lagerabstände wählt oder einstellt. Das Einstellen kann beispielsweise nach einem Wechsel einer Walze erforderlich sein.

10 [0037] In Mehrwalzenkalandern sind einander benachbarte Walzen in der Regel nicht gleich. Dies bezieht sich nicht nur auf den ersten und auf den letzten Nip, die in der Regel von einer Zwischen- oder Mittelwalze und einer Durchbiegungseinstellwalze begrenzt sind, sondern auch auf die übrigen Nips, die von jeweils zwei Zwischenwalzen begrenzt werden. Beispielsweise haben die elastischen Walzen, d.h. die Walzen mit einer elastischen Oberfläche und die harten Walzen, d.h. die Walzen mit einer unnachgiebigen oder harten Oberfläche, unterschiedliche Schlankheitsgrade und  
15 Walzendurchmesser. Der Schlankheitsgrad ergibt sich aus dem Außendurchmesser  $D_a$  dividiert durch die Arbeitsbreite  $AB$ .

[0038] Die Schubverformung einer Walze ist unter anderem eine Funktion  $f$  des Schlankheitsgrades  $\frac{D_a}{AB}$ . Die

20 Schubverformung beeinflusst aber auch die Kurvenform der Biegelinie (Fig. 3) gemäß nachfolgender Gleichung für die Kurvenfaktoren zwischen Walzenmitte ( $y = 1$  bei  $x = 0$ ) und dem Rand der Arbeitsbreite ( $y = 0$  bei  $x = \frac{1}{2} AB$ ).

25

$$y = 1 - 4 \frac{x^2}{AB^2} \cdot \frac{6 - 4 \frac{x^2}{AB^2} 12 \frac{MbML - AB}{AB} + f \left( \frac{Da^2}{AB^2} \right)}{5 + 12 \frac{MbML - AB}{AB} + f \left( \frac{Da^2}{AB^2} \right)}$$

30

mit  $MbML$  als Lagerabstand (Mitte bis Mitte Lager).

35 [0039] Bei gemeinsamem Lagerabstand  $MbML$  von Mittelwalzen mit ungleichem  $f \left( \frac{Da^2}{AB^2} \right)$  (Definition weiter unten)

ergeben sich zwangsläufig abweichende Kurvenformen ihrer Biegelinien, wie dies aus der schematischen Darstellung der Fig. 3 zu erkennen ist.

40 [0040] Auch wenn die Durchbiegungsamplituden in der Walzenmitte übereinstimmen, können sich unter Umständen die gefürchteten M- bzw. W-Profile im Streckenlastverlauf der Walzenspalte ergeben. Diese werden zwar bereits abgeschwächt, wenn man die Durchbiegungsamplituden aneinander anpaßt. Eine Verbesserung ergibt sich jedoch dann, wenn man die Lagerabstände  $MbML$  entsprechend wählt.

[0041] Hierbei wird angenommen, daß die Arbeitsbreite  $AB$  für alle Nips  $N$  gleich bleibt. Für zwei Nachbarwalzen  $i$  und  $i+1$  gilt dann

45

$$12 \frac{MbML_{(i+1)} - AB}{AB} + f \left( \frac{Da_i + l^2}{AB^2} \right) = 12 \frac{MbML_i - AB}{AB} + f \left( \frac{Da_i^2}{AB^2} \right)$$

50

oder aufgelöst nach  $MbML_{(i+1)}$

55

$$MbML_i + 1 = \frac{AB}{12} \left( \frac{12}{AB} (MbML_i - AB) + f \left( \frac{Da_i^2}{AB^2} \right) - f \left( \frac{Da_{(i+1)}^2}{AB^2} \right) \right) + AB$$

[0042] Außer vom Schlankheitsgrad  $\frac{Da}{AB}$  hängt die Schubverformung noch von der Schubverteilungszahl  $\kappa$  des Walzenquerschnittes, der Querdehnzahl  $\mu$  des Walzenwerkstoffs und dem Durchmesser Verhältnis  $\frac{Di}{Da}$  bei Hohlbohrung  $Di$  wie folgt ab

$$f \left( \frac{Da^2}{AB^2} \right) = 6 (1 + \mu) \kappa \left( 1 + \frac{Di^2}{Da^2} \right) \frac{Da^2}{AB^2}$$

[0043] Diese Überlegungen sollen anhand des nachfolgenden Beispiels erläutert werden

Beispiel	AB	= 6.360 mm
	MbML <sub>i</sub>	= 7.500 mm
Walze 1: Werkstoff = Hartguß	Da <sub>i</sub>	= 560 mm
	Di <sub>i</sub>	= 250 mm
	κ <sub>i</sub>	= 2,01
	μ <sub>i</sub>	= 0,25
Walze 2: Werkstoff = Stahl (der elastische Bezug sei unberücksichtigt)	Da <sub>(i+1)</sub>	= 477 mm
	Di <sub>(i+1)</sub>	= 327mm
	κ <sub>(i+1)</sub>	= 2,07
	μ <sub>(i+1)</sub>	= 0,30
Ergebnis	MbML <sub>(i+1)</sub>	= 7.517,4 mm

⇒ ΔL ≈ 17,5 mm.

[0044] Man erkennt, daß man einen Abstand in der Größenordnung von 17,4 mm erhält. Dies ist durchaus eine praktikable Größenordnung.

### Patentansprüche

1. Kalanders mit einem Walzenstapel, der zwei Endwalzen und dazwischen mehrere Zwischenwalzen aufweist, wobei im Betrieb zwei einander benachbarte Walzen, die jeweils eine Durchbiegung aufweisen, einen Nip bilden, **dadurch gekennzeichnet, daß** sich die Durchbiegungen benachbarter Walzen voneinander unterscheiden, wobei eine der konvexen Seite einer ersten Walze benachbarte zweite Walzen eine schwächere Durchbiegung als die erste Walze aufweist.
2. Kalanders nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** benachbarte Walzen jeweils eine Durchbiegung aufweisen, bei denen eine Amplitude der Durchbiegung der Mantellinie an der konvexen Seite der ersten Walze im wesentlichen mit einer Amplitude der Durchbiegung der Mantellinie der benachbarten zweiten Walze an deren konkaven Seite übereinstimmt.

3. Kalanders nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** von einander benachbarten Walzen mindestens eine eine Krafteinleitungseinrichtung aufweist.
4. Kalanders nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Amplitude  $f_{EM(i+1)}$  der Durchbiegung der zweiten Walze nach folgender Beziehung von der Amplitude  $f_{EM(i)}$  der Durchbiegung der ersten Walze abhängt

$$f_{EM(i+1)} = \sqrt{\left(\frac{2}{D_{(i+1)} K^2}\right)^2 + \frac{4}{D_{(i+1)} K^2} \cdot f_{EU(i)} - \frac{2}{D_{(i+1)} K^2}}$$

wobei

$$f_{EU(i)} = f_{EM(i)} - \frac{1}{4} K^2 \cdot f_{EM(i)}^2 \cdot D_{(i)}$$

$$K = \frac{16}{AB} \cdot \frac{1 + 3 \frac{MbML - AB}{AB}}{5 + 12 \frac{MbML - AB}{AB}}$$

AB = Arbeitsbreite  
 MbML = Lagerabstand  
 $D_{(i)}$  = Durchmesser der ersten Walze  
 $D_{(i+1)}$  = Durchmesser der zweiten Walze  
 i = Index der ersten Walze  
 i+1 = Index der zweiten Walze.

5. Kalanders nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** benachbarte Walzen unterschiedliche Lagerabstände aufweisen, wenn sie in mindestens einem Parameter voneinander abweichen.
6. Kalanders nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Differenz der Lagerabstände im Bereich von 0,1 % bis 2 % bezogen auf den größeren Lagerabstand liegt.
7. Kalanders nach Anspruch 5 oder 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Lagerabstand mindestens einer Zwischenwalze veränderbar ist.
8. Kalanders nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Lagerung aller Walzen symmetrisch zur axialen Mitte erfolgt.
9. Verfahren zum Behandeln einer Materialbahn, die durch mehrere Nips geführt und dort mit Druck beaufschlagt wird, wobei jeder Nip durch eine erste Walze und eine dieser benachbarten zweiten Walze gebildet wird, **dadurch gekennzeichnet, daß** man die Durchbiegungen der beiden Walzen unterschiedlich wählt.
10. Verfahren nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** man die Durchbiegung der ersten Walze so steuert, daß die Amplitude der Durchbiegung der Mantellinie an der konvexen Seite der ersten Walze übereinstimmt mit der Amplitude der Durchbiegung der Mantellinie an der konkaven Seite der zweiten Walze.
11. Verfahren nach Anspruch 9 oder 10, **dadurch gekennzeichnet, daß** man bei ungleichen Walzen den Lagerabstand einer Walze gegenüber dem Lagerabstand der anderen Walze abweichend einstellt.

Claims

1. Calender having a roll stack which has two end rolls and a plurality of intermediate rolls in between, two mutually adjacent rolls which each exhibit a deflection forming a nip during operation, **characterized in that** the deflections of adjacent rolls are different from one another, one of the second rolls adjacent to the convex side of a first roll exhibiting a smaller deflection than the first roll.
2. Calender according to Claim 1, **characterized in that** adjacent rolls in each case exhibit a deflection in which an amplitude of the deflection of the envelope line on the convex side of the first roll substantially coincides with an amplitude of the deflection of the envelope line of the adjacent second roll on its concave side.
3. Calender according to Claim 1 or 2, **characterized in that**, of mutually adjacent rolls, at least one has a force-introducing device.
4. Calender according to one of Claims 1 to 3, **characterized in that** the amplitude  $f_{EM(i+1)}$  of the deflection of the second roll depends on the amplitude  $f_{EM(i)}$  of the deflection of the first roll in accordance with the following relationship:

$$f_{EM(i+1)} = \sqrt{\left(\frac{2}{D_{(i+1)} K^2}\right)^2 + \frac{4}{D_{(i+1)} K^2} \cdot f_{EM(i)} - \frac{2}{D_{(i+1)} K^2}}$$

where

$$f_{EV(i)} = f_{EM(i)} - \frac{1}{4} K^2 \cdot f_{EM(i)}^2 \cdot D_{(i)}$$

$$K = \frac{16}{AB} \cdot \frac{1 + 3 \frac{MbML - AB}{AB}}{5 + 12 \frac{MbML - AB}{AB}}$$

AB = working width  
 MbML = bearing spacing  
 $D_{(i)}$  = diameter of the first roll  
 $D_{(i+1)}$  = diameter of the second roll  
 i = index of the first roll  
 i+1 = index of the second roll.

5. Calender according to one of Claims 1 to 4, **characterized in that** adjacent rolls have different bearing spacings if they differ from one another in at least one parameter.
6. Calender according to Claim 5, **characterized in that** the difference in the bearing spacings lies in the range from 0.1% to 2%, based on the larger bearing spacing.
7. Calender according to Claim 5 or 6, **characterized in that** the bearing spacing of at least one intermediate roll can be varied.
8. Calender according to one of Claims 1 to 7, **characterized in that** all the rolls are mounted symmetrically with respect to the axial centre.

9. Process for treating a web, which is led through a plurality of nips and has pressure applied to it there, each nip being formed by a first roll and a second roll adjacent to the first, **characterized in that** the deflections of the two rolls are chosen to be different.
- 5 10. Process according to Claim 9, **characterized in that** the deflection of the first roll is controlled in such a way that the amplitude of the deflection of the envelope line on the convex side of the first roll coincides with the amplitude of the deflection of the envelope line on the concave side of the second roll.
- 10 11. Process according to Claim 9 or 10, **characterized in that**, in the case of non-identical rolls, the bearing spacing of one roll is set differently from the bearing spacing of the other roll.

**Revendications**

- 15 1. Calandre, comprenant un empilement de rouleaux, qui présente deux rouleaux d'extrémité et plusieurs rouleaux intermédiaires entre eux, deux rouleaux voisins, qui présentent chacun une flexion, formant une ligne de contact pendant le fonctionnement, **caractérisée en ce que** les flexions de rouleaux voisins sont différentes l'une de l'autre, un deuxième rouleau voisin du côté convexe d'un premier rouleau présentant une flexion inférieure à celle du premier rouleau.
- 20 2. Calandre selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** des rouleaux voisins présentent à chaque fois une flexion, une amplitude de flexion de la génératrice au niveau du côté convexe du premier rouleau coïncidant essentiellement avec une amplitude de flexion de la génératrice au niveau du côté concave du deuxième rouleau voisin.
- 25 3. Calandre selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que**, parmi les rouleaux adjacents l'un à l'autre, au moins l'un présente un dispositif d'introduction de force.
- 30 4. Calandre selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisée en ce que** l'amplitude  $f_{EM(i+1)}$  de la flexion du deuxième rouleau, conformément à la relation suivante, dépend de l'amplitude  $f_{EM(i)}$  de la flexion du premier rouleau

$$f_{EM(i+1)} = \sqrt{\left(\frac{2}{D_{(i+1)}K^2}\right)^2 + \frac{4}{D_{(i+1)}K^2} * f_{EU(i)} - \frac{2}{D_{(i+1)}K^2}}$$

avec

$$f_{EU(i)} = f_{EM(i)} - \frac{1}{4}K^2 * f_{EM(i)}^2 * D_{(i)}$$

$$K = \frac{16}{AB} * \frac{1 + 3 \frac{MbML - AB}{AB}}{5 + 12 \frac{MbML - AB}{AB}}$$

AB = largeur de travail  
 MbML = distance de support  
 $D_{(i)}$  = diamètre du premier rouleau  
 $D_{(i+1)}$  = diamètre du deuxième rouleau

## EP 1 209 286 B1

$i$  = index du premier rouleau

$i+1$  = index du deuxième rouleau.

- 5
5. Calandre selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, **caractérisée en ce que** des rouleaux voisins présentent des distances de support différentes lorsqu'ils se distinguent les uns des autres par au moins un paramètre.
6. Calandre selon la revendication 5, **caractérisée en ce que** la différence entre les distances de support est comprise dans la plage de 0,1% à 2% par rapport à la plus grande distance de support.
- 10
7. Calandre selon la revendication 5 ou 6, **caractérisée en ce que** la distance de support d'au moins un rouleau intermédiaire peut être modifiée.
8. Calandre selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, **caractérisée en ce que** le support de tous les rouleaux s'effectue de manière symétrique par rapport au centre axial.
- 15
9. Procédé de traitement d'une bande de matériau qui est guidée à travers plusieurs lignes de contact et qui y est sollicitée en pression, chaque ligne de contact étant formée par un premier rouleau et un deuxième rouleau adjacent à celui-ci, **caractérisé en ce que** l'on choisit des flexions différentes pour les deux rouleaux.
- 20
10. Procédé selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** l'on commande la flexion du premier rouleau de telle sorte que l'amplitude de flexion de la génératrice au niveau du côté convexe du premier rouleau coïncide avec l'amplitude de flexion de la génératrice au niveau du côté concave du deuxième rouleau.
- 25
11. Procédé selon la revendication 9 ou 10, **caractérisé en ce que** l'on ajuste la distance de support d'un rouleau de manière à ce qu'elle s'écarte de la distance de support de l'autre rouleau lorsque les rouleaux ne sont pas identiques.

30

35

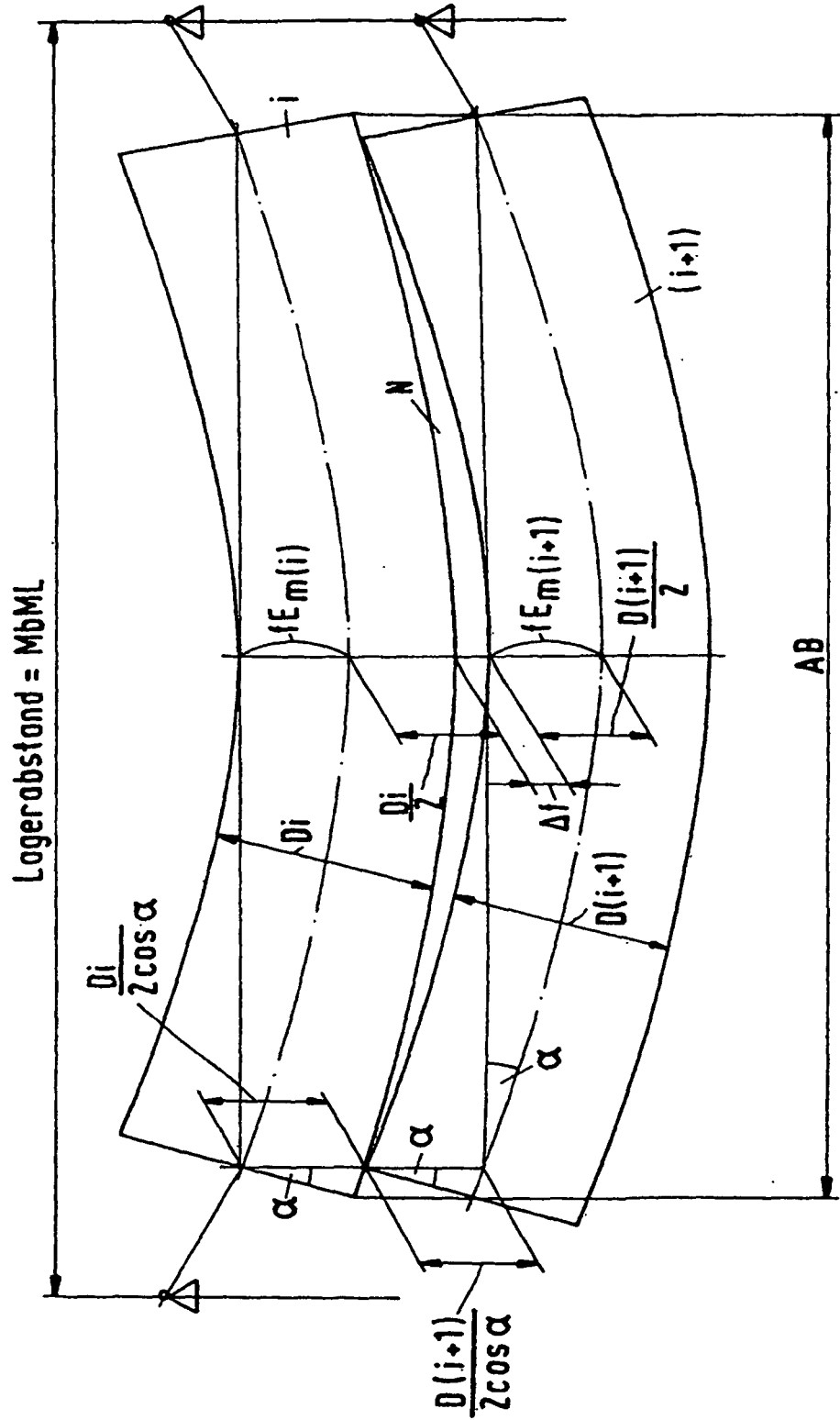
40

45

50

55

Fig.1



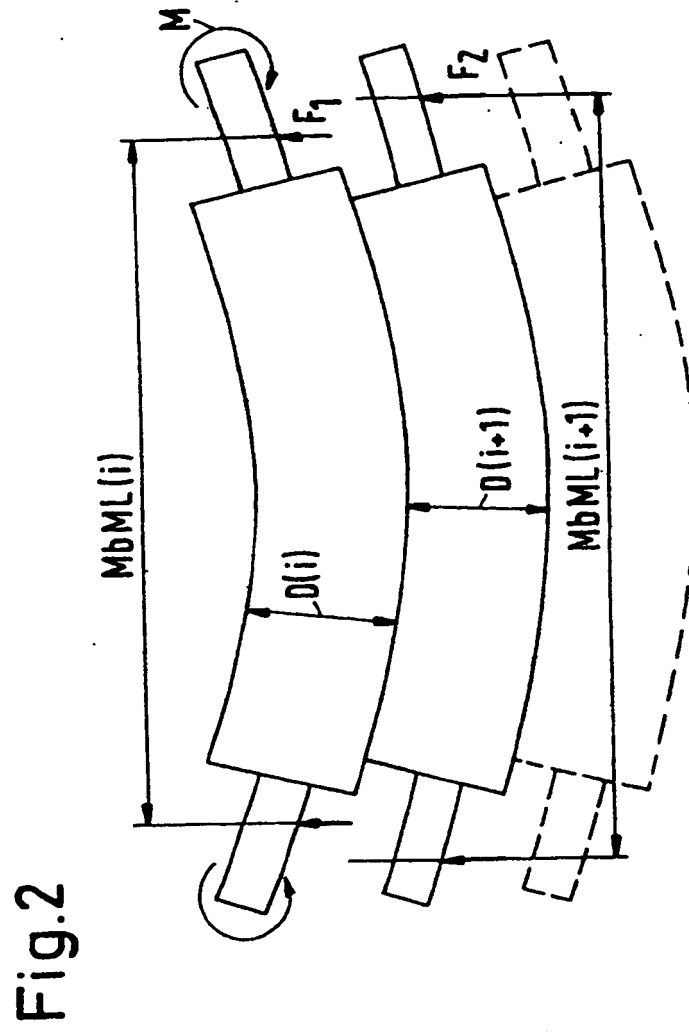


Fig.3

