



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer: **0 451 319 A1**

12

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21 Anmeldenummer: **90111976.8**

51 Int. Cl.⁵: **B24D 5/02, B24D 18/00**

22 Anmeldetag: **23.06.90**

30 Priorität: **31.03.90 DE 4010454**

W-8000 München 19(DE)

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
16.10.91 Patentblatt 91/42

72 Erfinder: **Meyer, Hans-Robert, Dr.-Ing.**
Hollernstrasse 109

W-2161 Hollern-Twielenfleth(DE)

84 Benannte Vertragsstaaten:
CH DE ES FR GB IT LI SE

Erfinder: **Sauren, Josef, Dipl.-Ing.**

Riemenschneider Strasse 39

W-8510 Fürth(DE)

71 Anmelder: **ERNST WINTER & SOHN (GMBH & CO.)**
Osterstrasse 58
W-2000 Hamburg 20(DE)

Erfinder: **Ferlemann, Felix, Dipl.-Ing.**

Neisser Strasse 5

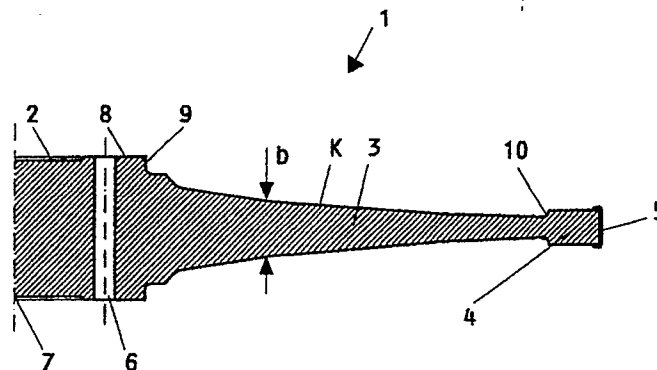
W-4030 Ratingen 1(DE)

Anmelder: **FRAUNHOFER-GESELLSCHAFT
ZUR FÖRDERUNG DER ANGEWANDTEN
FORSCHUNG E.V.**
Leonrodstrasse 54

74 Vertreter: **Minetti, Ralf, Dipl.-Ing.**
Ballindamm 15
W-2000 Hamburg 1(DE)

54 **Hochgeschwindigkeitsschleifscheibe und Verfahren der Ausbildung.**

57 Die Schleifscheibe (1) für Hochgeschwindigkeitsschleifen besitzt einen Anschlußflansch (2), der an einer Scheibe mit einem den Schleifbelag (5) tragenden Belagprofil (4) ausgebildet ist. Anstelle einer Zentralbohrung ist für die Halterung der Schleifscheibe der Anschlußflansch (2) mit Bohrungen (6) versehen, die auf einem zentrisch angeordneten Lochkreis (12) liegen. Das Profil der Scheibe (3) ist sich in radialer Richtung verjüngend durch eine definierte Breitenänderung in Bezug auf einen niedrigen Spannungsverlauf und eine minimale Dehnung ausgebildet, wobei sich die Breite (b) der Scheibe (3) vorzugsweise in radialer Richtung kurvenförmig verjüngt.



Figur 1

EP 0 451 319 A1

Die Erfindung betrifft eine Hochgeschwindigkeits-Schleifscheibe, insbesondere einen Hochgeschwindigkeits-Schleifscheibengrundkörper und ein Verfahren der Berechnung und Herstellung.

Hochgeschwindigkeitsschleifscheiben mit Schleifmitteln wie Diamant und kubisch kristallinem Bornitrid (CBN) werden aufgrund ihres vergleichsweise hohen Preises nur dort eingesetzt, wo sie bei größerem
 5 Zeitspanvolumen und damit schnellerem Werkstoffabtrag einen geringeren spezifischen Verschleiß im Vergleich zu konventionellen Schleifmitteln aufweisen.

CBN- und Diamant-Schleifscheiben bestehen im Gegensatz zu konventionellen Schleifscheiben aus einem Grundkörper und einem darauf aufgetragenen Schleifbelag, der im Verhältnis zum Schleifscheibendurchmesser von geringer Dicke ist.

10 Der Grundkörper bestimmt die statische und dynamische Festigkeit der Schleifscheibe. Er besteht je nach Art des Schleifbelages und des gewünschten Schleifverhaltens aus Aluminiumlegierungen, Kunstharz mit Füllstoffen, Stahl oder Keramik. Die Form des Grundkörpers wird je nach Schleifverfahren und Einsatzfall angepaßt, wobei der inneren Belastung des Grundkörpermateri- als durch Fliehkraft bei bekannten Schleifscheiben keine Bedeutung zugemessen wird.

15 Den bekannten Schleifscheibenformen ist gemein die Anordnung einer Zentralbohrung, die je nach Außendurchmesser und Anwendungsfall genormt ist.

Für Schleifscheiben muß vor ihrer Inbetriebnahme in der Praxis eine Zulassungsgenehmigung erteilt sein, die festlegt, für welches Schleifverfahren, bis zu welcher maximal zulässigen Umfangsgeschwindigkeit und unter welchen Einsatzbedingungen die Schleifscheiben verwendet werden dürfen.

20 Die zulässige Umfangsgeschwindigkeit multipliziert mit einem Sicherheitsfaktor ergibt die Sprenggeschwindigkeit, die im Sprengversuch ermittelt wird. Werden Grundkörper aus Stahl oder Aluminium geprüft, treten vielfach vor dem Werkstoffversagen Schleifbelagschädigungen auf. Diese beruhen auf Absprengungen von Segmenten oder Belagpartikeln und Rissen im Belag, die aufgrund unzulässig elastischer oder plastischer Verformungen des Grundkörpers auftreten.

25 Hohe Schnittgeschwindigkeiten lassen sich mit bekannten Schleifscheiben nur verwirklichen, die aus einem metallischem Grundkörper mit galvanischem Schleifbelag aufgebaut sind.

In Einzelfällen konnten in Versuchen Schnittgeschwindigkeiten bis 300 m/s erreicht werden, wobei es sich jedoch um Schleifscheiben handelte, die für die Anwendung in der Praxis nicht zugelassen sind.

Bekannte Grundkörper aus Kunstharz mit metallischen und nichtmetallischen Füllstoffen sowie aus
 30 Keramik sind infolge ihrer Sprenggeschwindigkeit von maximal 275 m/s dafür nicht geeignet. Der Einsatz von geklebten keramisch oder kunstharz gebundenen Schleifbelagsegmenten auf konventionell gestalteten Aluminiumgrundkörpern ist auf maximal 180 m/s begrenzt.

Aufgabe der Erfindung ist es, eine Schleifscheibe und ein Verfahren ihrer Gestaltung zu schaffen, die für Schnittgeschwindigkeiten von höher als 300 m/s geeignet sind.

35 Zu berücksichtigen ist dabei die Erkenntnis, daß die Erhöhung der Scheibenumfangsgeschwindigkeit auf zwei Wegen erreicht werden kann und zwar zum einen durch Vergrößerung des Scheibendurchmessers bei konstanter Drehzahl und zum anderen durch Erhöhung der Drehzahl bei gleichem Durchmesser.

Die Vergrößerung des Scheibendurchmessers hat entscheidende Nachteile. Bei größeren Durchmessern nimmt die Umfangslänge linear zu, wodurch die Scheibenkosten aufgrund des größeren Diamant- bzw.
 40 CBN-Volumens pro Scheibe ansteigen. Zudem steigt das Gewicht der Schleifscheibe mit dem Radius quadratisch an. In die Berechnung der Rotationsenergie geht sowohl die Masse linear als auch der Radius quadratisch ein, wodurch ein Ansteigen mit dritter Potenz auftritt. Höhere Scheibenkosten, größerer Aufwand für den Schleifscheibenwechsel aufgrund großer Scheibenmassen und aus sicherheitstechnischen Gründen eine hoch stabile Abkapselung des Arbeitsraumes sprechen gegen die Vergrößerung des
 45 Scheibendurchmessers bei konstanter Drehzahl.

Der sinnvolle Weg zur Steigerung der Schnittgeschwindigkeit liegt deshalb in der Erhöhung der Drehzahl bei Scheibendurchmessern im Bereich von 100 bis 400 mm. Sollen Schnittgeschwindigkeiten von 300 m/s bis 500 m/s erreicht werden, müssen Drehzahlen für die 100 mm große Scheibe im Bereich von 57.300 bis 96.000 min⁻¹ und für die Scheibe mit 400 mm Durchmesser im Bereich von 14.300 bis 24.000
 50 min⁻¹ realisiert werden. Diese hohen Drehzahlen stellen extreme Anforderungen an die Festigkeitseigenschaften des verwendeten Grundkörpermateri- als.

Die dominierende Belastung des Grundkörpers entsteht durch die im Inneren des Körpers angreifenden Fliehkräfte, die mit der Drehzahl quadratisch ansteigen. Die durch die Fliehkräfte im Grundkörper induzierten Spannungen und die daraus resultierenden Dehnungen werden wesentlich von der Form des Grundkörpers
 55 beeinflusst.

Aufgabe der Erfindung im engeren Sinne ist deshalb die Entwicklung einer optimierten Grundkörperform einer Hochgeschwindigkeitsschleifscheibe unter Berücksichtigung folgender technologischer Anforderungen an den Grundkörper:

- hohe Sicherheit gegen Scheibenbruch
 - * Aufnahme der durch Fliehkräfte entstehenden Spannungen und Dehnungen ohne Beeinträchtigung der Arbeitssicherheit
 - * Vergleichsspannungsverlauf auf niedrigem Niveau
 - * geringe Spannungsüberhöhungen über den Radius
- geringe radiale Dehnung im Außendurchmesser
- geringe Grundkörpermasse zur
 - * Reduzierung der Rotationsenergie des Grundkörpers
 - * Erhöhung der biegekritischen Drehzahl des Systems Antriebsspindel/Schleifscheibe.

Die Lösung der vorgenannten Aufgabe ist in den Ansprüchen beschrieben. Für das einwandfreie Verständnis der vorgeschlagenen Lösung ist von folgendem auszugehen.

Die technologischen Anforderungen an den Grundkörper sind teilweise gegensinnig, das heißt sie besitzen kein gemeinsames Maximum. So ist zum Beispiel eine Verringerung der radialen Dehnung durch eine Verdickung des Profils im Innenbereich der Scheibe möglich, wodurch jedoch die Grundkörpermasse zunimmt.

Aus diesem Grund ist es auch nicht möglich, einen allgemein gültigen Algorithmus zur Gestaltoptimierung einer fliehkraftbelasteten Scheibe zu entwickeln. Die spezifisch optimale Gestalt ist vielmehr von einer Bewertung der Ziele, den konstruktiven Randbedingungen und damit vom Anwendungsfall abhängig.

Zur Erfassung der unterschiedlichen Einflüsse der freiwählbaren Parameter wird erfindungsgemäß eine mathematische Modellbeschreibung fliehkraftbelasteter rotierender Scheiben benutzt. Innerhalb dieser Modellbeschreibung sind folgende vereinfachende Annahmen getroffen:

- Beschränkung auf Fliehkrafteinfluß, das heißt Vernachlässigung der Belastung durch
 - * Temperatur
 - * Prozeßkräfte
 - * Luftreibung
 - * Kühlschmierstoffreibung
 - * Antriebsmomente
- symmetrische Scheibe mit hohem Schlankheitsgrad (2-dimensionaler Spannungszustand)
- homogener, isotroper Werkstoff (linearelastisches Werkstoffverhalten).

Die Berechnungen der Spannungen und der Dehnungen sind mit Hilfe von Näherungsverfahren durchgeführt.

Dafür ist die Scheibe durch eine Folge von Ringen konstanter Dicke zu ersetzen. Die ringförmigen Teilscheiben werden als fliehkraftbelastete gelochte Planscheibe behandelt, für welche die aus der Festigkeitslehre bekannten Spannungs-Dehnungs-Beziehungen gelten. Die Integrationskonstanten A_1 und A_2 sind dabei aber von Teilscheibe zu Teilscheibe verschieden und resultieren aus Stetigkeits- und Zusammenhangsbedingungen mit den benachbarten Teilscheiben. Innerhalb der durchgeführten Berechnungen wurde zum Beispiel die Geometrie einer Vollscheibe mit einem Außendurchmesser von 350 mm durch 1.750 Ringe approximiert.

Somit lassen sich die Radial- und Tangentialspannungen und die Dehnung in jedem Radiusinkrement berechnen. Aus diesem 2-dimensionalen Spannungszustand ist mit Hilfe der Gestaltänderungsenergiehypothese eine Vergleichsspannung berechenbar, deren Verlauf und Maximalwerte Beurteilungskriterien bilden.

Der Einfluß der Bohrungen zum Einspannen der Scheibe wurde mit Überhöhungsfaktoren eines Lochkranzes abgeschätzt. Diese Faktoren sind nicht analytisch beschreibbar, sie beruhen vielmehr auf kontinuumstechnischen Spannungs-Dehnungs-Ansätzen, die über Fourierreihen gelöst werden.

Prinzipiell muß vor Beginn der Optimierung mit Hilfe einfacher Formen für den Grundkörper eine Übersichtsrechnung zur Ermittlung der auftretenden Spannungen durchgeführt werden. Durch die Verwendung vereinfachter Formen liegt der so berechnete Spannungswert in jedem Fall höher als der innerhalb der formoptimierten Scheibe. Aus diesem Grund bildet der maximale Spannungswert ein Kriterium für die erforderlichen Festigkeitseigenschaften des auszuwählenden Grundkörpermaterials. Neben den Festigkeitseigenschaften sind das spezifische Gewicht sowie wirtschaftliche Faktoren wie Bearbeitbarkeit und Materialkosten zu berücksichtigen.

Nach Eingabe von Startwerten der freiwählbaren Parameter und der Randbedingungen sind die Ergebnisse der Berechnung (Optimierungsparameter) entsprechend der Zielsetzung zu beurteilen. Durch Variation der Eingabeparameter bei nicht zufriedenstellendem Ergebnis, ist somit eine sukzessive Optimierung der Gestalt möglich.

Im Anschluß an die so durchgeführte Optimierung der Gestalt des Grundkörpers ist es notwendig, das dynamische Verhalten zu untersuchen. Dies erfolgt mit Hilfe der Finiten Elemente Methode (FEM), womit die Eigenfrequenzen und Schwingungsformen berechnet werden können. Neben den dynamischen Berech-

nungen wird ebenfalls mit der FEM das statische Nachgiebigkeitsverhalten in Radial-, Tangential- und Axialrichtung untersucht.

Bei nicht zufriedenstellenden Ergebnissen der abschließenden FEM-Berechnungen, erfolgt eine Veränderung der Form. Mit den geänderten Formparametern ist eine erneute Spannungsberechnung und -optimierung erforderlich, der wiederum FEM-Berechnungen folgen. Diese Vorgehensweise ist bis zur
5 entgeltlichen optimierten Form zu wiederholen.

Um eine Grundkörperform zu schaffen, in der unter Fliehkraftbelastung ein annähernd konstanter möglichst niedriger Vergleichsspannungszustand herrscht, realisiert bei gleichzeitig geringst möglicher Radialdehnung und Masse, findet ein Iterationsverfahren Anwendung.

10 Dafür werden ausgehend von einem im Vorfeld optimierten Flanschanschluß im Zentrum des Grundkörpers (Teil 1), des für den Bearbeitungsfall erforderlichen Belagprofils am Außendurchmesser und einem einfachen konisch verlaufenden Profil dazwischen mit an sich bekannten Berechnungsformeln in einem Iterationsverfahren unter Variation des Profilverlaufs Gewichts-, Spannungs- und Dehnungsberechnungen solange durchgeführt, bis sich eine optimierte Form ergibt (Teil 2).

15 Die Grundlage für die Spannungs- und Dehnungsberechnungen bei der Grundkörperoptimierung bilden die im folgenden beschriebenen Berechnungsformeln. Dazu wird ausgegangen von zulässigen vereinfachenden Annahmen, nämlich

- Beschränkung auf Fliehkrafteinfluß, das heißt Vernachlässigung der Belastung durch
 - o Temperatureinfluß
 - 20 o Prozeßkräfte
 - o Luftreibung
 - o Kühlschmierstoffreibung
 - o Antriebsmoment
- symmetrische Scheibe mit hohem Schlankheitsgrad (2-dimensionaler Spannungszustand)
- 25 - homogener, isotroper Werkstoff
- linearelastisches Werkstoffverhalten
- keine Berücksichtigung von Kerbwirkung durch Freistiege, Absätze, etc.
- Beschränkung auf Abschätzung des Lochkranzeinflusses.

Die Variablen der Berechnungsformeln sind:

- 30 r : Grundkörperradius
- b : Grundkörperbreite
- u : Radialdehnung
- dr : infinitesimal kleiner Radiuswert
- db : infinitesimal kleiner Breitenwert
- 35 du : infinitesimal kleiner Dehnungswert
- $d\phi$: infinitesimal kleiner Winkelwert
- ρ : Dichte des Grundkörperwerkstoffes
- r_i : Grundkörperinnenradius
- r_a : Grundkörperaußenradius
- 40 ω : Winkelgeschwindigkeit
- E : Elastizitäts-Modul
- σ_r : Radialspannung
- σ_t : Tangentialspannung
- σ_v : Vergleichsspannung
- 45 ϵ_r : relative Radialdehnung
- ϵ_t : relative Tangentialdehnung
- $\sigma(A)$: Spannung im Punkt 'A'
- $\sigma(B)$: Spannung im Punkt 'B'
- σ_1 : Hauptspannung '1'
- 50 σ_2 : Hauptspannung '2'
- σ_3 : Hauptspannung '3'
- $\sigma_{r,p}$: partikuläre Lösung für die Radialspannung
- $\sigma_{r,h}$: homogene Lösung für die Radialspannung
- $\sigma_{t,p}$: partikuläre Lösung für die Tangentialspannung
- 55 $\sigma_{t,h}$: homogene Lösung für die Tangentialspannung
- A_1 : Integrationskonstante
- A_2 : Integrationskonstante
- d : Bohrungsdurchmesser

- r_{LK} : Lochkreisradius
 t : Lochteilung
 K_t : Überhöhungsfaktor (Tangentialrichtung)
 K_r : Überhöhungsfaktor (Radialrichtung)
 α : interne Rechengrößen
 β : interne Rechengrößen
 q : interne Rechengrößen
 θ : interne Rechengrößen
 i : Iterationsindex (Laufvariable)

Die Ausgangsgleichungen für die Berechnungen sind aus 2-dimensionalen Gleichgewichtsbetrachtungen der Kräfte in einem mitrotierenden Bezugssystem entwickelt. Dabei wird die Fliehkraft als eine auf ein infinitesimal kleines Element aus der Scheibe wirkende Volumkraft aufgefaßt. Daraus läßt sich das quasistatische Gleichgewicht formulieren

$$(1-1) \quad d(\sigma_r \cdot r \cdot b \cdot d\phi) - \sigma_t \cdot b \cdot dr \cdot d\phi + \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot b \cdot dr \cdot d\phi = 0,$$

bzw. umgeformt

$$(1-2) \quad \frac{r}{b} \cdot \frac{d}{dr} (b \cdot \sigma_r) + \sigma_r - \sigma_t + \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 = 0.$$

Die aus dem Hooke'schen Gesetz gewonnenen Spannungs-Dehnungsbeziehungen

$$(1-3) \quad \epsilon_r = \frac{du}{dr} = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_r - \nu \cdot \sigma_t)$$

$$(1-4) \quad \epsilon_t = \frac{u}{r} = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r)$$

lassen sich durch Elimination der Radialdehnung u in der folgenden Form zusammenfassen:

$$(1-5) \quad r \cdot \left(\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{1}{\nu} \cdot \frac{d\sigma_t}{dr} \right) + \left(\frac{1}{\nu} + 1 \right) \cdot (\sigma_r - \sigma_t) = 0$$

Die Gleichungen (1-1) und (1-5) bilden zusammen ein System von 2 linearen gekoppelten Differentialgleichungen für die beiden Variablen Radial- und Tangentialspannung.

Sind diese bekannt, so kann aus Gleichung (1-4) unmittelbar die Radialdehnung errechnet werden:

$$(1-6) \quad u = \frac{r}{E} \cdot (\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r)$$

Somit sind alle Variablen eindeutig bestimmt.

Aufbauend auf diesen Gleichungen lassen sich für verschiedene Scheibenprofile $b(r)$ die Spannungsrechnungen durchführen.

Für eine Planscheibe von konstanter Dicke vereinfachen sich die Differentialgleichungen, und das System ist geschlossen lösbar:

$$(1-7) \quad r \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} + (\sigma_r - \sigma_t) = -\rho \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

$$(1-8) \quad r \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{r}{\nu} \cdot \frac{d\sigma_t}{dr} + \left(\frac{1}{\nu} + 1 \right) \cdot (\sigma_r - \sigma_t) = 0$$

Die allgemeine Lösung lautet:

$$(1-9) \quad \sigma_r = A_1 + \frac{A_2}{r^2} - \alpha \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

5

$$(1-10) \quad \sigma_t = A_1 - \frac{A_2}{r^2} - \beta \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

mit:

10

$$(1-11) \quad \alpha = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho$$

15

$$(1-12) \quad \beta = \frac{1 + 3 \cdot \nu}{8} \cdot \rho$$

20 Die Integrationskonstanten A_1 und A_2 lassen sich aus den Randbedingungen ermitteln.

Für die Vollscheibe (Grundkörper ohne Zentralbohrung) gilt:

- Für den Radius $r = 0$ müssen Radial- und Tangentialspannung den gleichen Wert besitzen, da sie nicht mehr zu unterscheiden sind.
- Die Radialspannung am Außenrand muß gleich Null sein, da dort keine äußeren Kräfte angreifen.

25 Daraus folgt für die Integrationskonstanten:

$$(1-13) \quad A_1 = \alpha \cdot \omega^2 \cdot r_a^2$$

$$(1-14) \quad A_2 = 0$$

30

und als Lösung für die Spannungen:

$$(1-15) \quad \sigma_r = \alpha \cdot \omega^2 \cdot (r_a^2 - r^2)$$

$$35 \quad (1-16) \quad \sigma_t = \omega^2 \cdot (\alpha \cdot r_a^2 - \beta \cdot r^2)$$

Für die gelochte Scheibe (mit Zentralbohrung) gilt:

- Die Radialspannung am Innenrand entspricht der von außen aufgetragenen Belastung. Diese ist im Normalfall gleich Null, entspricht aber im Falle einer Scheibe mit Preßpassung der im Betriebszustand verbleibenden Restpreßspannung ($\sigma_{iB} < 0$).
 - Analog zur Vollscheibe muß die Radialspannung am Außenrand zu Null werden.
- Dies ergibt für die Integrationskonstanten:

45

$$(1-17) \quad A_1 = - \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot \sigma_{iB} + \alpha \cdot \omega^2 \cdot (r_a^2 + r_i^2)$$

50

$$(1-18) \quad A_2 = \frac{r_a^2 \cdot r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot \sigma_{iB} - \alpha \cdot \omega^2 \cdot r_a^2 \cdot r_i^2$$

und als Lösung für die Spannungen:

55

$$(1-19) \quad \sigma_r = \alpha \cdot \omega^2 \cdot r_a^2 \cdot \left[1 + \frac{r_i^2}{r_a^2} - \frac{r_i^2}{r^2} - \frac{r^2}{r_a^2} \right] +$$

$$+ \sigma_{iB} \cdot \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot \left(\frac{r_a^2}{r^2} - 1 \right)$$

$$(1-20) \quad \sigma_t = \alpha \cdot \omega^2 \cdot r_a^2 \cdot \left[1 + \frac{r_i^2}{r_a^2} + \frac{r_i^2}{r^2} - \frac{\beta \cdot r^2}{\alpha \cdot r_a^2} \right] -$$

$$- \sigma_{iB} \cdot \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot \left(\frac{r_a^2}{r^2} + 1 \right)$$

Für die Berechnung der erfindungsgemäßen Grundkörper mit frei wählbarem Breitenverlauf, deren Profil einer beliebigen Form entspricht, wird ein Verfahren eingesetzt, bei dem die Scheibe durch eine Folge von Ringen konstanter Dicke ersetzt wird. Als Schrittweite für die Differenz zwischen Außen- und Innenradius der Ringelemente wurde der konstante Wert 0,1 mm gewählt; das heißt die Form einer Vollscheibe mit einem Außendurchmesser von 350 mm wird durch 1.750 Ringe approximiert.

Dieses Verfahren behandelt jede ringförmige Teilscheibe als fliehkraftbelastete gelochte Planscheibe, für die dann auch die entsprechenden Spannungs-Dehnungs-Beziehungen (1-9,10,11,12) gelten. Die Integrationskonstanten A_1 und A_2 sind dabei von Teilscheibe zu Teilscheibe verschieden und resultieren aus Stetigkeits- und Zusammenhangsbedingungen mit den benachbarten Teilscheiben.

So folgt aus einem Kräftegleichgewicht für die Kontaktstelle zweier Teilscheiben, daß die Radialkraft sprunglos übertragen werden muß. Unter Beachtung der zusätzlichen Volumkraft ergibt dies:

$$(1-21) \quad b \cdot \sigma_r = (b + \Delta b) \cdot (\sigma_r + \Delta(\sigma_r + \alpha \cdot \omega^2 \cdot r^2))$$

bzw. umgeformt:

$$(1-22) \quad \Delta(\sigma_r + \alpha \cdot \omega^2 \cdot r^2) = - \frac{\Delta b}{b + \Delta b} \cdot \sigma_r$$

Damit die beiden Teilscheiben an der Sprungstelle nicht ihren Zusammenhang verlieren, muß außerdem die radiale Verschiebung u am gemeinsamen Rand für beide gleich groß sein. Diese Bedingung, eingesetzt in Gleichung (1-6), ergibt, wieder unter Beachtung der zusätzlichen Volumkraft:

$$(1-23) \quad \Delta(\sigma_t + \beta \cdot \omega^2 \cdot r^2) = \nu \cdot \Delta(\sigma_r + \alpha \cdot \omega^2 \cdot r^2)$$

Für die Änderung der Radial- und Tangentialspannungswerte zwischen Innenradius und Außenradius einer Teilscheibe ergibt sich, durch Einsetzen des Innen- und Außenradius in Gleichung (1-9,10) und Eliminieren der Integrationskonstanten A_1, A_2 , die Rechenvorschrift

$$(1-24) \quad (\sigma_r + \alpha \cdot \omega^2 \cdot r^2)_{i+1} = (\sigma_r + \alpha \cdot \omega^2 \cdot r^2)_i + q$$

$$(1-25) \quad (\sigma_t + \beta \cdot \omega^2 \cdot r^2)_{i+1} = (\sigma_t + \beta \cdot \omega^2 \cdot r^2)_i - q$$

mit:

$$(1-26) \quad q = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\frac{r_i}{r_{i+1}} \right)^2 - 1 \right] \cdot \theta$$

5

und:

$$(1-27) \quad \theta = (\sigma_r + \alpha \cdot \omega^2 \cdot r^2)_i - (\sigma_t + \beta \cdot \omega^2 \cdot r^2)_i$$

10

Die Gleichungen (1-22,23,24,25,26,27) reichen zur Ermittlung der Spannungen in einer beliebigen Scheibe völlig aus.

Sind zum Beispiel die Spannungen im Innenradius der beliebigen Scheibe bekannt, so sind mit Hilfe der Gleichungen (1-24,25,26,27) die Spannungswerte am Außenrand der ersten Teilscheibe zu ermitteln. Durch Verwendung der Zusammenhangs- und Stetigkeitsbedingungen zwischen den Teilscheiben (1-22,23) ist es in einem 2. Schritt möglich, die Spannungswerte am Innenrand der nächsten Teilscheibe zu berechnen. Dieses kombinierte Vorgehen ist nun bis zum Außenrand der Scheibe für jedes einzelne Ringelement zu wiederholen.

Das Problem, daß am Anfang der Rechnung von keinem Punkt sowohl Radial- als auch Tangentialspannung als Ausgangspunkt der Berechnung bekannt sind, wird wie folgt gelöst. Die Randbedingungen entsprechen den für die Planscheibe beschriebenen. Sie enthalten jeweils ein Kriterium für den Innenradius (bzw. Mittelpunkt) und ein Kriterium für den Außenradius der rotierenden Scheibe. Das mögliche, jedoch numerisch aufwendige Lösen der Integrationskonstanten aller Ringe in geschlossener Matrizenform wird durch eine Überlagerung zweier Belastungsfälle umgangen. Im "partikulären" Berechnungsteil wird ein Spannungsverlauf in einer rotierenden Scheibe ermittelt, der aber erst durch entsprechende Überlagerung mit der Lösung der "homogenen" Differentialgleichung (stehende Scheibe) den gegebenen Randbedingungen genügt.

Der Berechnungsgang erfolgt bei einer Vollscheibe, das heißt einem Grundkörper ohne zentraler Bohrung, von innen nach außen. Ausgehend von einem jeweils beliebigen, aber identischem Radial- und Tangentialspannungswert im Mittelpunkt der Scheibe (2. Randbedingung) wird der "homogene" und der "partikuläre" Teil berechnet. Die Gesamtlösung besteht aus einer Überlagerung der beiden Spannungszustände, wobei die Werte des 2. Spannungszustandes mit einer Konstanten multipliziert werden. Die Konstante wird durch die 1. Randbedingung festgelegt.

Für den Außenrand der Scheibe muß gelten:

35

$$(1-28) \quad 0 = \sigma_{r,p}(r_a) + \delta \cdot \sigma_{r,h}(r_a)$$

Daraus folgt für die Konstante:

40

$$(1-29) \quad \delta = - \frac{\sigma_{r,p}(r_a)}{\sigma_{r,h}(r_a)}$$

Durch die Wahl jeweils identischer Radial- und Tangentialspannungen als Ausgangspunkt der Berechnung ist auch hierbei die 2. Randbedingung für beliebige Werte der Konstanten δ weiterhin erfüllt.

Damit sind die Radial- und Tangentialspannung in jedem Punkt der Scheibe berechenbar, woraus sich auch direkt mit Hilfe von Gleichung (1-6) die Dehnung berechnen läßt. Die Überlagerung der beiden Spannungen zu einem vergleichbaren Spannungswert, der Vergleichsspannung, wird nach folgender Beschreibung durchgeführt.

Die Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) vergleicht die zum Beginn von Gleitungen notwendigen Arbeiten der verschiedenen Belastungsarten miteinander und liefert daraus die Vergleichsspannung. Sie gilt bei schwingender Beanspruchung und für Werkstoffe, die bei Auftreten plastischer Verformung versagen.

Für die Vergleichsspannung folgt dann:

55

$$(1-30) \quad \sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

Da im mathematischen Modellen nur Radial- und Tangentialspannungen (keine Schubspannungen) auftre-

ten, sind diese gleichzeitig 2 Normalspannungen. Die 3. Normalspannung (axiale Richtung) ist in allen Fällen gleich 0 N/mm² (2-achsiger Spannungszustand). Somit ergibt sich für jeden Punkt auf dem Radius der fliehkraftbelasteten Scheibe die Vergleichsspannung zu:

$$5 \quad (1-31) \quad \sigma_V = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \cdot \sigma_t}$$

Für die Abschätzung der Spannungsüberhöhungen an den Bohrungswandungen eines Lochkranzes wird als Antriebsspindel/Scheiben-Verbindungselement der Lochkranz eingesetzt, der in erster Linie eine durch Kerbwirkung bedingte lokale Spannungsüberhöhung in der Nähe der Bohrung bewirkt.

10 Mit einer Näherungslösung lassen sich die an den Lochrändern auftretenden Spannungsspitzen ermitteln. Hat das Zentrum des Loches den Abstand r_{LK} von der Drehachse und entsprechen σ_r und σ_t den Radial- und Tangentialspannungen, die in r_{LK} ohne Löcher auftreten würden, so sind die Spannungen in den Punkten A (Lochrand in radialer Richtung) und B (Lochrand in tangentialer Richtung) mit guter Näherung gegeben durch

$$15 \quad (1-32) \quad \sigma(A) = K_t \cdot \sigma_t - \sigma_r$$

$$(1-33) \quad \sigma(B) = K_r \cdot \sigma_r - \sigma_t,$$

20 wobei K_r und K_t jeweils (nicht analytische) Funktionen des Verhältnisses Lochteilung zu Bohrungsdurchmesser t/d sind. K_r und K_t streben für sehr weit auseinanderliegende Bohrungen auf den gemeinsamen Wert $K_r = K_t = 3$. Somit entspricht, bei zweidimensionaler gleichstarker Zugbeanspruchung, die Vergleichsspannung im Lochrand der von der benachbarten Bohrung praktisch unbeeinflussten Bohrung dem doppelten des ursprünglichen Wertes - analog zu der fliehkraftbelasteten Scheibe mit zentralem Innenloch.

25 Bei Einsatz des erfindungsgemäßen Iterationsverfahrens wird in einem ersten Teil, ausgehend vom geforderten Außendurchmesser des Grundkörpers, eine Optimierung der Anschlußflanschform vorgenommen. Auf der Grundlage einer Scheibe einfacher Form (einfach konische Scheibe) ohne Bohrung im Zentrum, sind hierbei die Anzahl der Anschlußbohrungen, deren Durchmesser und der Lochkreisdurchmesser₁ sowie der Anschlußflanschdurchmesser die zu variierenden Größen.

30 Die Spannungs- und Dehnungsberechnungen starten mit frei wählbaren sinnvollen Anfangswerten für die zu variierenden Größen und den vorgegebenen Maßen für den Außendurchmesser.

Mit Hilfe der Gleichungen (1-21 bis 1-29) ergibt sich als Ergebnis der Berechnungen der Spannungs- und Dehnungsverlauf in Abhängigkeit vom Radius. Über Summation volumetrischer Berechnungen ergibt sich die Gesamtmasse des Grundkörpers. Mit den Radial- und Tangentialspannungswerten wird mittels der Gleichungen (1-32,33) die Spannungsüberhöhung in den Punkten A und B am Lochrand berechnet. Die berechneten Größen sind entsprechend den Zielvorgaben zu bewerten. Bei ungenügendem Ergebnis sind die zu variierenden Größen, Anzahl der Bohrungen, Lochkreisdurchmesser, Bohrungsdurchmesser und Flanschdurchmesser sinnvoll zu ändern und ein erneuter Rechenlauf ist zu starten. Dieser Vorgang ist solange zu wiederholen, bis ein nahezu konstanter Vergleichsspannungsverlauf über dem Radius im Bereich des Anschlußflansches und eine minimal mögliche Spannungsüberhöhung an den Lochrändern vorhanden ist.

Mit dem nach dieser Iterationsvorschrift optimierten Anschlußflansch und den Vorgaben für das Belagprofil wird im zweiten Teil des Iterationsverfahrens die Scheibenform zwischen äußerem Belagprofil und innen liegendem Anschlußflansch optimiert.

45 Als Ansatz wird ein einfacher Verlauf gewählt (z.B. gerade Verbindung zwischen Flansch und Belagprofil). Mit diesen Daten für den Breitenverlauf in radialer Richtung wird ein erster Berechnungslauf mit Hilfe der Gleichungen (1-21 bis 1-29) durchgeführt. Aus den sich ergebenden Werten für den Radial- und Tangentialspannungsverlauf in Abhängigkeit vom Radius wird mit Gleichung (1-6) der Dehnungsverlauf berechnet. Zur Ermittlung des Vergleichsspannungsverlaufs wird Gleichung (1-31) verwendet. Die Summation volumetrischer Berechnungen ergibt die Gesamtmasse des Grundkörpers.

50 Aus einer Analyse der Berechnungsergebnisse ergeben sich die erforderlichen Änderungen im Breitenverlauf des Grundkörpers. Mit dem neuen Breitenverlauf $b_{i+1}(r)$ wird ein zweiter Berechnungslauf durchgeführt, dessen Ergebnisse wieder eine Änderung des aktuellen Breitenverlaufs ergeben und ein nächster Berechnungslauf gestartet. Dieser Iterationsvorgang ist solange zu wiederholen, bis die Ergebnisgrößen ein Optimum entsprechend den Anforderungen darstellen.

Der mit Hilfe dieses Iterationsverfahrens ermittelte optimale Verlauf der Hochgeschwindigkeits-Schleifscheibengrundkörperbreite $b(r)$ läßt sich als Datensatz vorhalten, der unmittelbar für eine Fertigung verwendbar ist. In der Praxis wirkt sich derartiges als besonders vorteilhaft aus, da für Schleifscheiben

verschiedener Durchmesser und unterschiedlicher Materialien von vornherein Daten zur Verfügung gestellt werden können, die gespeichert sind, so daß zu bestimmten Einflußgrößen optimale Profile für die Herstellung zur Verfügung gestellt werden können. Mit anderen Worten lassen sich für eine Vielzahl von Scheiben unterschiedlicher Materialien sowie Durchmesser und Belagprofile optimale Dimensionen zur Verfügung stellen, die vorher berechnet sind. Die Herstellung von Schleifscheiben verschiedener Art kann

danach über sogenannte NC-Maschinen erfolgen durch Eingabe der entsprechenden Datensätze für eine automatische Fertigung bzw. Steuerung der Bearbeitungsmaschinen.

Wenn vorstehend allgemein gesprochen ist von Schleifscheiben, so ist dies nicht im engen Sinne zu verstehen. Die Erfindung kann vielmehr auch Anwendung finden bei gleichartigen Werkzeugen wie beispielsweise Trennwerkzeugen oder Abrichtwerkzeugen.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind nachstehend unter Bezugnahme auf eine Zeichnung erläutert. In der Zeichnung zeigen:

- Figur 1: eine Hochgeschwindigkeitsschleifscheibe nach der Erfindung im Querschnitt;
- Figur 2: den Spannungsverlauf einer bekannten Schleifscheibe mit Zentralbohrung;
- Figur 3: den Spannungsverlauf einer erfindungsgemäßen Schleifscheibe;
- Figur 4: rechnerische Bezugsgrößen für eine erfindungsgemäße Schleifscheibe in schematischer Darstellung;
- Figur 5: eine prinzipielle Darstellung des Verfahrens der Gestaltung des Grundkörpers;
- Figur 6: ein Diagramm der Spannungs- und Dehnungsverläufe einer bekannten Schleifscheibe im Vergleich zu einer erfindungsgemäßen Schleifscheibe;
- Figur 7: Diagramme vom Spannungs- und Dehnungsverlauf zweier erfindungsgemäßer Ausführungsformen;
- Figur 8: ein Profil vom Grundkörper einer Schleifscheibe;
- Figur 9: ein Profil vom Grundkörper einer Schleifscheibe;
- Figur 10: ein weiteres Profil vom Grundkörper einer Schleifscheibe und
- Figur 11: ein optimiertes Profil einer erfindungsgemäßen Schleifscheibe.

Die in Figur 1 wiedergegebene Schleifscheibe 1 besteht aus einem Grundkörper, der sich zusammensetzt aus einem Anschlußflansch 2 sowie einer Scheibe 3 und einem Belagprofilkörper 4, der einen galvanisch gebundenen Schleifbelag 5 trägt. Die Teile 2, 3 und 4 des Grundkörpers sind einteilig ausgeführt. Für die Halterung der Schleifscheibe 1 ist der Anschlußflansch 2 mit sechs Bohrungen 6 versehen, die auf einem Lochkranz liegen, der zentrisch zu der Drehachse 7 angeordnet ist. Diese Bohrungen 6 sind mit einer Durchmesser-toleranz versehen, um eine radiale Zentrierung der Schleifscheibe vornehmen zu können. Der Anschlußflansch 2 ist weiterhin mit einer planen Anschlagfläche 8 sowie einer radialen Anschlagfläche 9 versehen.

Das Belagprofil 4 ist mit einer Hinterschneidung 10 versehen und besitzt eine Breite von beispielsweise 5 mm bei einem Scheibendurchmesser von etwa 250 mm. Durch den Hinterschnitt 10 kann die Scheibe 3, die sich in radialer Richtung verjüngt, verhältnismäßig dünn gehalten sein, so daß über einen weiten Radiusbereich die nachstehend noch näher erläuterte Vergleichsspannung auf einem niedrigen Niveau gehalten werden kann.

Der Grundkörper besteht aus einer speziellen Aluminiumlegierung und ist einschichtig galvanisch mit kubisch kristallinem Bornitrid belegt.

Der Verlauf der Kurve K des Profils der Scheibe 3 ist derart gewählt, daß eine nur äußerst geringe Spannung bei gleichmäßigem Spannungsverlauf in radialer Richtung und eine minimale elastische und keine plastische Dehnung der Scheibe bei sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten wie 500 m/s auftreten.

Bei einer bekannten Planschleifscheibe mit einer zentralen Bohrung 11 entsprechend Figur 2 verläuft die Tangentialspannung entsprechend der Kurve A und hat ihre maximale Größe Z_1 am Rand der zentrisch angeordneten Bohrung. Die Radialspannung verläuft entsprechend der Kurve B. Sie ist am Rand der zentrischen Bohrung 11 und am Außenrand der Scheibe null, wobei das Maximum etwa in der Mitte des Scheibenringes liegt. Die Tangentialspannung entsprechend Kurve A und die Radialspannung entsprechend Kurve B, die sich auch bezeichnen lassen als σ_t und σ_r , lassen sich unter Berücksichtigung bekannter Formeln rechnerisch gemeinsam darstellen als sogenannte Vergleichsspannung σ_v , deren Verlauf die Kurve C wieder gibt.

Völlig anders liegen die Verhältnisse bei einer erfindungsgemäßen Schleifscheibe entsprechend Figur 3, die unter Fortlassung einer Zentralbohrung 11 insgesamt sechs Bohrungen 6 aufweist, welche auf einem zentrisch angeordneten Teilkreis 12 liegen. Bei einer derartigen Schleifscheibe 1 ist die Tangentialspannung σ_t entsprechend Kurve A im Zentrum gleich der Radialspannung σ_r und verläuft nach außen hin annähernd konstant, während die Radialspannung entsprechend der Kurve B von der Mitte der Scheibe ausgehend nach außen ebenfalls annähernd konstant verläuft und am Außenrand auf null abfällt, so daß sich eine

Vergleichsspannung entsprechend der Kurve C ergibt, die über dem Radius der Scheibe verhältnismäßig niedrig und flach verläuft, so daß ihr Höchstwert Z_2 erheblich unter dem von Z_1 einer bekannten Scheibe gemäß Figur 2 liegt. Dieser günstige Verlauf der Vergleichsspannung und damit einer minimalen bzw. optimalen Dehnung unter Berücksichtigung der beim Hochgeschwindigkeitsschleifen auftretenden Massen- und Zentrifugalkräfte ergibt sich aus der besonderen Gestaltung des Anschlußflansches 2 der Schleifscheibe und dem Scheibenbreitenverlauf, wobei unter Breite auch die sogenannte Dicke der Scheibe verstanden werden kann.

Für die Optimierung in der Gestaltung des Anschlußflansches 2 ist die Anzahl der Anschlußbohrungen 6 maßgeblich sowie ihr Durchmesser d und der Lochkreisradius r_{LK} und schließlich der Durchmesser des Anschlußflansches, der aus Figur 1 ersichtlich ist.

Entsprechend den vorstehend unter (1-32) und (1-33) beschriebenen Formeln sind für die Berechnungen die Spannungen in den Punkten A, das heißt am Lochrand in radialer Richtung und B bzw. am Lochrand in tangentialer Richtung zu berücksichtigen, die zur näheren Erläuterung vergrößert zu der Figur 4 wiedergegeben sind.

Die in Figur 5 wiedergegebene Übersicht über den Ablauf des Iterationsverfahrens zur Bestimmung einer optimalen Grundkörperform gibt in der linken Kolonne die Eingangsparameter wieder, die vorgegeben sind durch die Anforderungen, die an die Schleifscheibe bzw. ihr Profil gestellt werden. Weiterhin ergeben sich für den Zweck des Einsatzes bestimmte Vorgaben. Diese sind in der zweiten Kolonne unter "Eingaben" beispielhaft genannt. In der dritten Kolonne ist das mathematische Modell angegeben, mit dem die Eingaben verarbeitet werden bzw. sind Voraussetzungen für die Gültigkeit des mathematischen Modells genannt. In der vierten Kolonne sind diejenigen Werte aufgeführt, die als sogenannte Zielparameter anzusehen und zu optimieren sind. Damit wird ein Berechnungsvorgang aufgrund von Vorgaben gestartet, dessen Ausgangswerte in den Ausgaben unter Berücksichtigung der angestrebten Ziele bewertet werden für eine weitere Beeinflussung der Eingabeparameter, in dem sie entsprechend dem unten nach links ausgerichteten Pfeil wieder eingegeben werden, um durch erneute Beeinflussung der Eingabeparameter sich in einem weiteren Berechnungslauf den optimalen Ergebnissen zu nähern. Derartiges wird so häufig wiederholt, bis entsprechend der vorgegebenen Zielsetzung die optimalen Ergebnisse erreicht sind.

Die Figur 6 zeigt einen Vergleich des Spannungs- und Dehnungsverlaufs zwischen einer bekannten Schleifscheibe mit einer Zentralbohrung einerseits und einer erfindungsgemäßen Schleifscheibe andererseits. Rechnerisch wurde davon ausgegangen, daß beide mit einander verglichenen Schleifscheiben einen Durchmesser von 350 mm aufweisen, wobei die bekannte Scheibe mit einem Innenloch von 150 mm Durchmesser versehen ist und in beiden Fällen bei einer Drehzahl von 27.000 min^{-1} eine Schnittgeschwindigkeit von 500 m/s vorliegt.

Während bei der bekannten Schleifscheibe im Material extrem große Vergleichsspannungsgradienten entsprechend der Kurve C_1 über den Radius auftreten würden, wird bei dem erfindungsgemäßen Grundkörper mit seiner optimierten Form ein annähernd konstanter Vergleichsspannungsverlauf in niedriger Höhe entsprechend der Kurve C_2 über einen weiten Radiusbereich erreicht, wobei auch die Radialdehnungen entsprechend den Kurven B_1 für die vorbekannte Scheibe und B_2 für die erfindungsgemäße Scheibe voneinander erheblich abweichen.

Die Figur 7 gibt die Spannungs- und Dehnungsverläufe über dem Radius von 2 verschiedenen erfindungsgemäßen Ausführungsformen wieder. In dem einen Fall ist die Scheibe 3 durch eine einzige Abstufung mit dem Radius 100 sich in radialer Richtung verjüngend ausgebildet. Dazu ergibt sich eine Radialdehnung B_3 und eine Vergleichsspannung C_3 , wobei die Vergleichsspannung C_3 einen Sprung aufweist im Bereich der sprungartigen Profiländerung. Die Scheibe 3' weist einen optimierten Scheibenbreitenverlauf auf, so daß sich Kurven B_3' und C_3' ergeben, deren maximalen Werte erheblich niedriger liegen, wobei jedoch zu beachten ist, daß in beiden Fällen die Radialdehnungen entsprechend den B-Kurven von null ausgehend verhältnismäßig niedrig sind im Vergleich zu bekannten Schleifscheiben, die ein zentral angeordnetes Loch aufweisen.

Die Figuren 8, 9 und 10 zeigen Profilquerschnitte mit mehreren stufenartigen Verjüngungen der Scheibe, die zu unterschiedlichen Kurvengestaltungen für den Profilverlauf führen.

Bei der Ausführung nach Figur 8 sind aufeinanderfolgend vier Stufen von gleicher radialer Breite vorgesehen, die zu gleich breiten Ringflächen führen, sowie eine daran anschließende verbreiterte Ringfläche. Die Kurve K_8 verläuft deshalb über den ersten Abschnitt linear und hat lediglich einen Knick zum zweiten Abschnitt.

Bei der Ausführung nach Figur 9 sind die Stufen in unterschiedlichem radialen Abstand angeordnet, so daß die Kurve K_9 aus vier sich zusammensetzenden linearen Abschnitten von fortlaufend geringerer Neigung zusammensetzt.

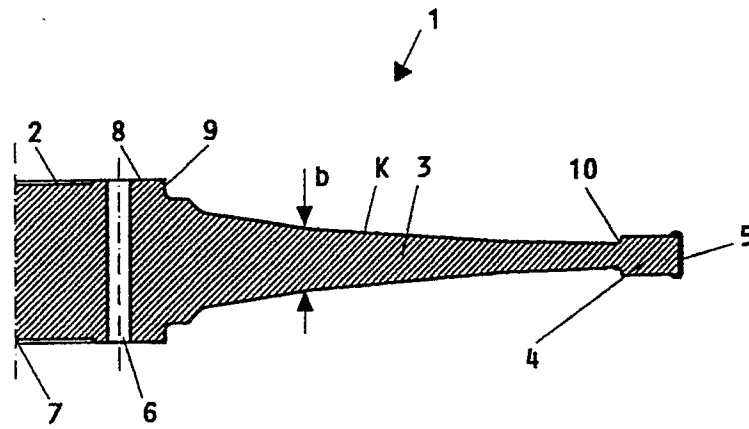
Die Ausführung nach Figur 10 zeigt eine größere Anzahl von kleineren Stufen. Dadurch ist der

Kurvenverlauf K_{10} nahezu bogenförmig.

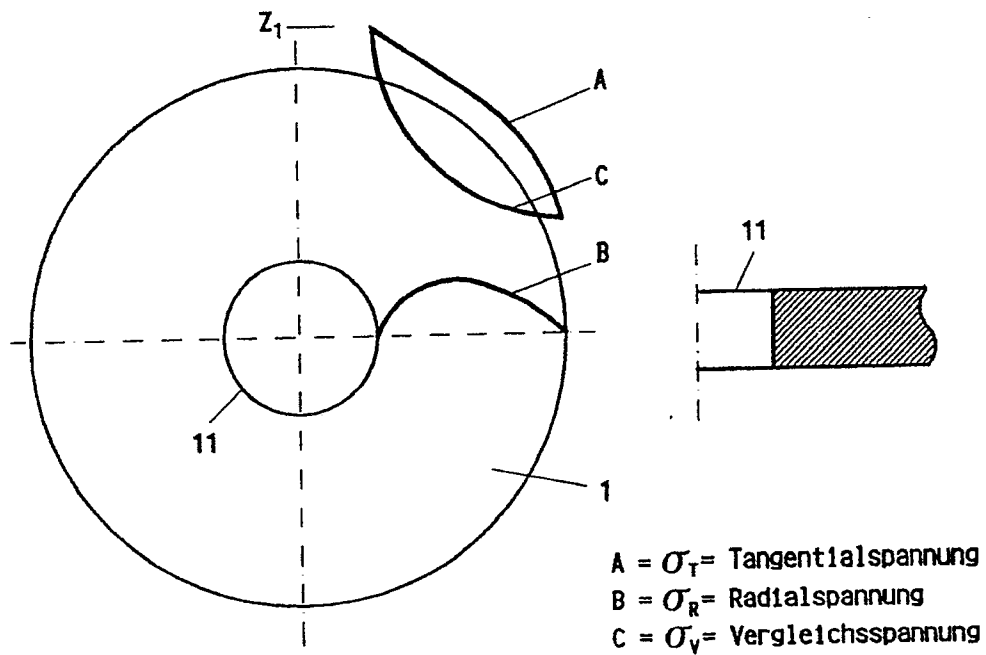
Die Schleifscheibe entsprechend der Figur 11 zeigt einen Profilquerschnitt der Scheibe, der als optimaler angesehen werden kann. Bei ihm flacht sich die Kurve K_{11} radial fortlaufend ab. Ein derartiger Kurvenverlauf läßt sich ermitteln, wenn der Berechnung eine hohe Anzahl von Scheibenringen, das heißt von Scheibenringen mit einer geringen Dicke dr_1 zugrundegelegt wird und eine wiederholte Korrektur der Breite b_1 .

Patentansprüche

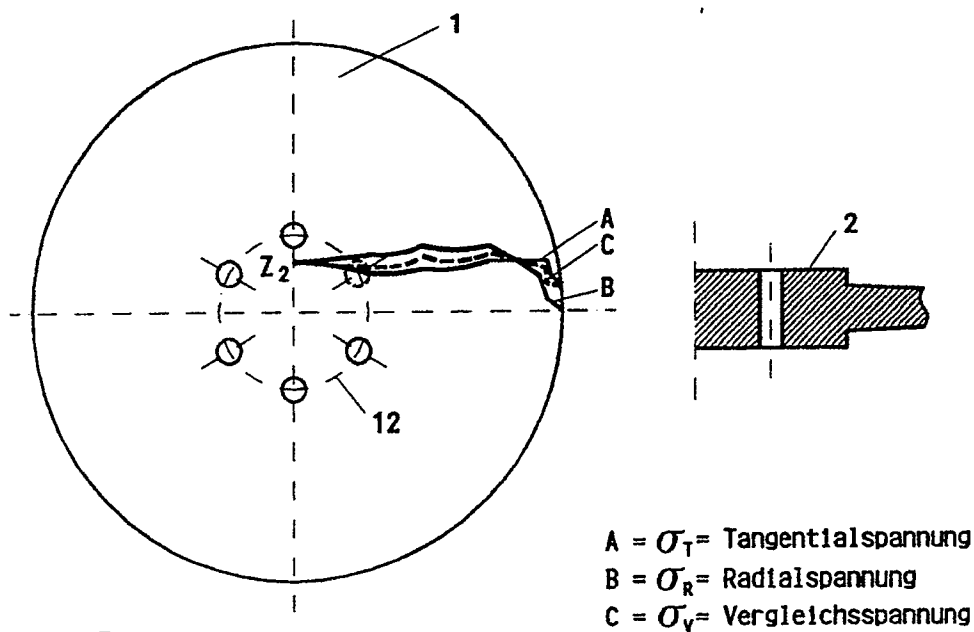
1. Schleifscheibe für Hochgeschwindigkeitsschleifen mit einem Anschlußflansch, der an einer Scheibe mit einem den Schleifbelag tragenden Belagprofil ausgebildet ist, dadurch gekennzeichnet, daß der Anschlußflansch (2) anstelle einer Zentralbohrung für die Halterung mit Bohrungen (6) versehen ist, die auf einem zentrisch angeordneten Lochkreis (12) liegen und das Profil der Scheibe (3) sich in radialer Richtung verjüngend durch eine definierte Breitenänderung in Bezug auf einen niedrigen Spannungsverlauf und minimale Dehnung ausgebildet ist.
2. Schleifscheibe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Breite (b) der Scheibe (3) sich in radialer Richtung kurvenförmig verjüngt.
3. Schleifscheibe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Breite der Scheibe (3) sich in radialer Richtung stufenförmig verjüngt.
4. Schleifscheibe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Grundkörper (2,3,4) aus einer Aluminiumlegierung besteht und der Schleifbelag (5) galvanisch gebunden ist.
5. Schleifscheibe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser und die Breite des Anschlußflansches (2) sowie die Anzahl und der Durchmesser der Bohrungen (6) und ihres Lochkreisdurchmessers (12) gemeinsam auf einen niedrigen Spannungsverlauf und minimale Dehnung ausgerichtet sind.
6. Verfahren zum Ausbilden des Grundkörpers einer Hochgeschwindigkeitsschleifscheibe, die aus einem Anschlußflansch besteht sowie einer Scheibe, welche diesen mit einem Belagprofil verbindet, dadurch gekennzeichnet, daß der Verlauf (K) der Scheibenbreite in radialer Richtung rechnerisch im Iterationsverfahren ermittelt wird, in dem von einer vereinfachten Form ausgehend das Profil der Scheibe in beliebig kleine Ringe unterschiedlicher Breite unterteilt wird und die Spannungs- und Dehnungsverläufe berechnet werden und schrittweise die Breite der Ringe in Wiederholung so häufig verändert wird, bis die geringstmögliche Spannung und Dehnung erreicht wird.
7. Verfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß in einem ersten Berechnungsgang in Abhängigkeit vom Außendurchmesser des Grundkörpers die Form des Anschlußflansches berechnet wird unter Berücksichtigung der Anzahl der Anschlußbohrungen, ihres Durchmessers und ihres Lochkreisdurchmessers und in einem zweiten Berechnungsgang der Verlauf der Breite der Scheibe in radialer Richtung zwischen dem Anschlußflansch und dem Belagprofil ermittelt wird.



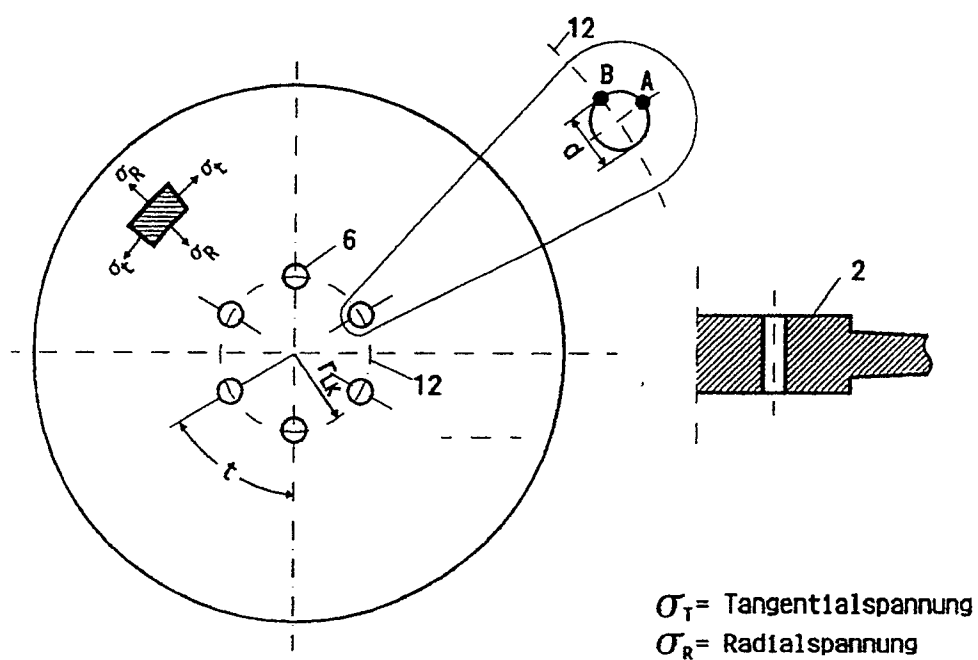
Figur 1



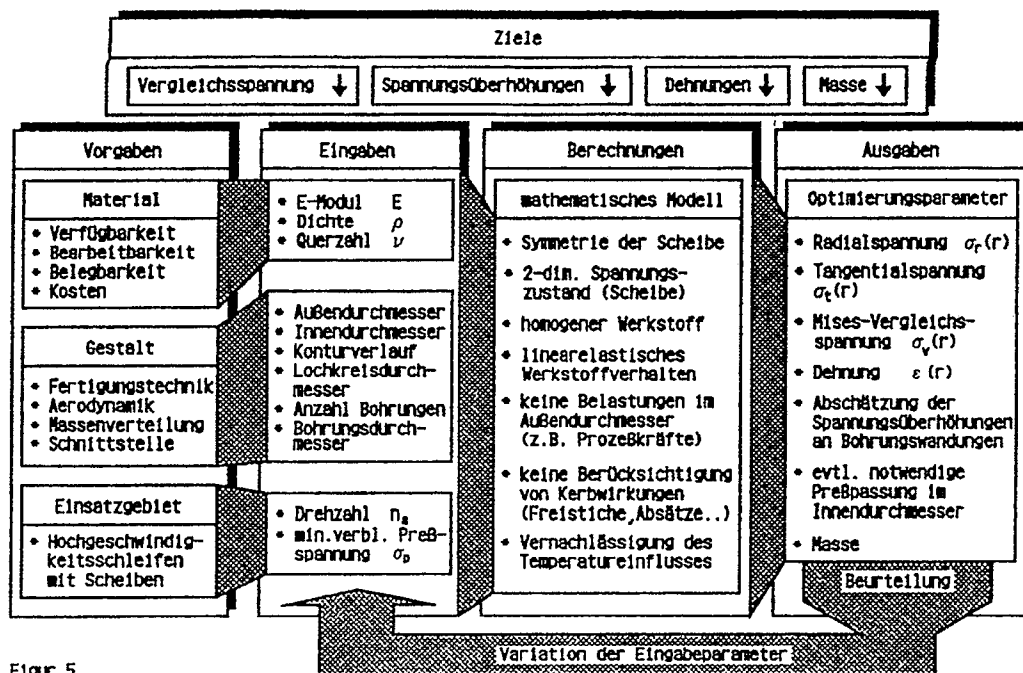
Figur 2



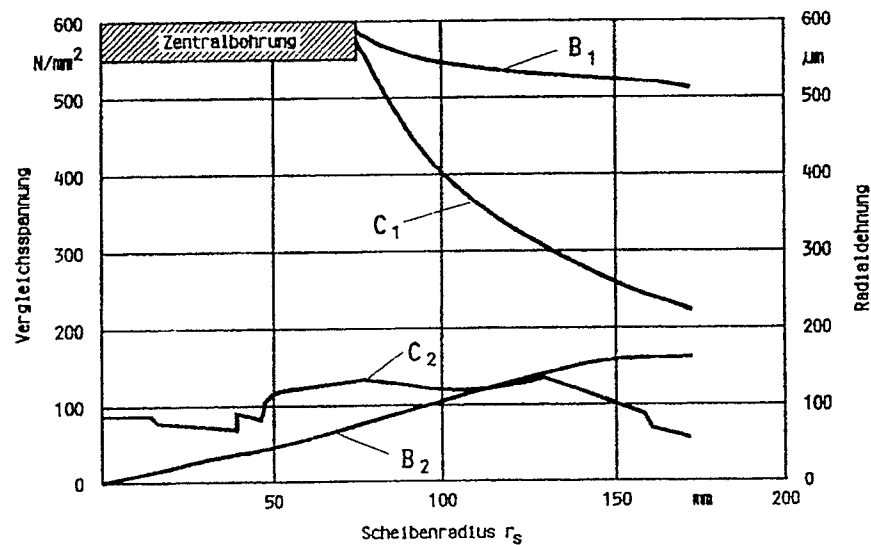
Figur 3



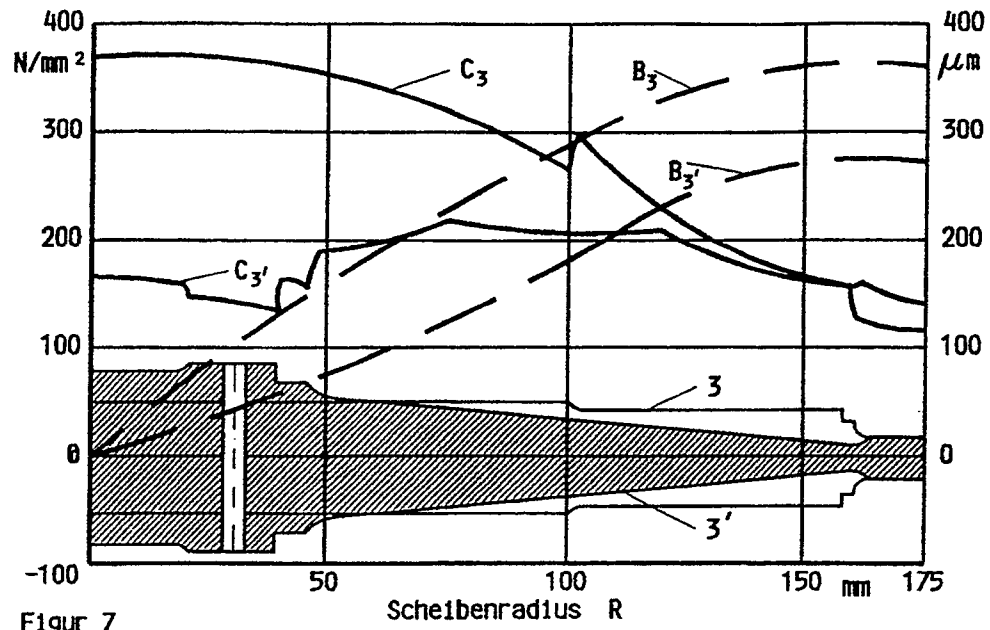
Figur 4



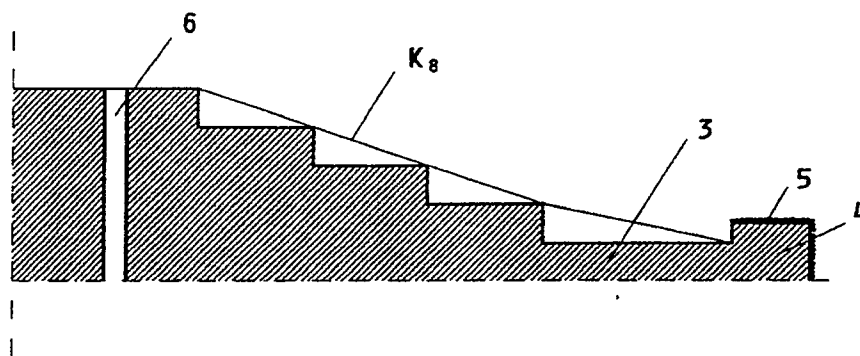
Figur 5



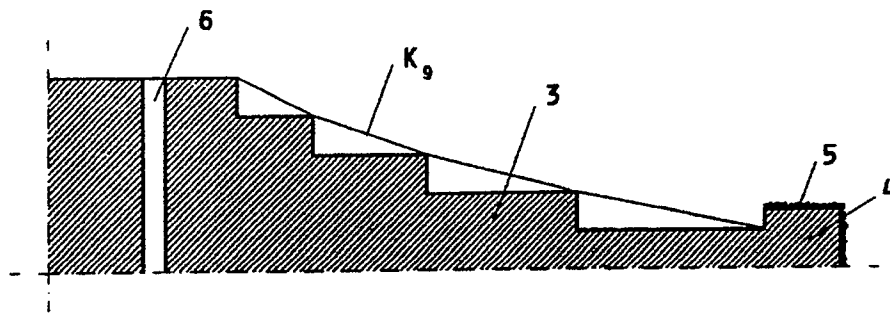
Figur 6



Figur 7



Figur 8



Figur 9

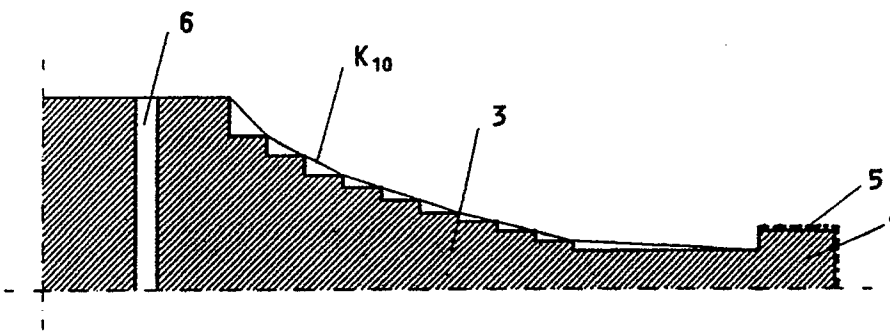
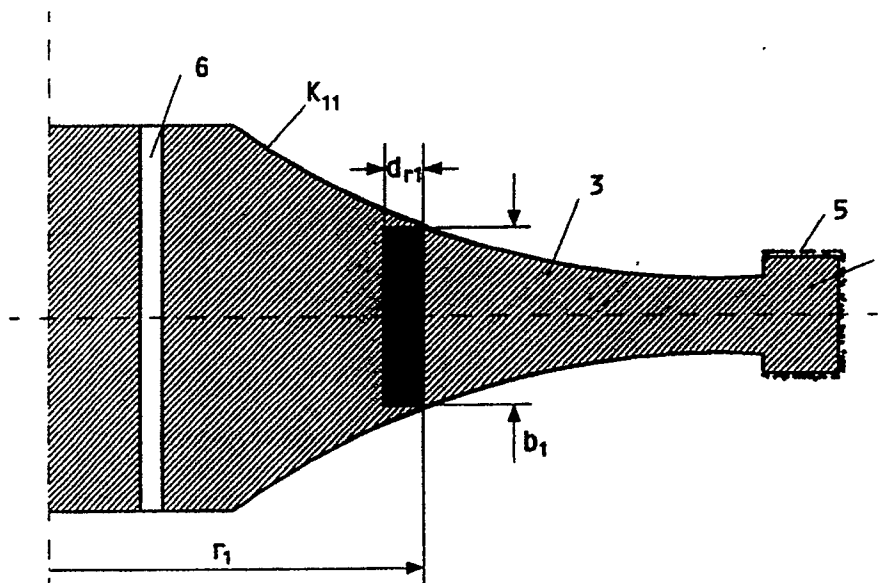


Figure 10



Figur 11



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 90 11 1976

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
Y,A	US-A-2 173 461 (H.W.WAGNER ET AL) * das ganze Dokument * * Seite 3, Spalte 2, Zeile 37 - Seite 4, Spalte 2, Zeile 37; Figuren 5, 6 * - - - -	1,2,5,6	B 24 D 5/02 B 24 D 18/00
Y	DE-A-2 242 906 (MOTOREN- UND TURBINEN-UNION MÜNCHEN GMBH) * das ganze Dokument * - - - -	1,2,5	
A	EP-A-0 355 732 (FRITZ STUDER AG) * Seite 2, Spalte 2 * - - - -	3	
A	EP-A-0 139 258 (DISCO ABRASIVE SYSTEMS LTD) * Seite 4, Zeilen 23 - 31 * - - - -	4	
A	FR-A-1 496 084 (THE CARBORUNDUM COMPANY) - - - -		
A	DE-C-1 264 74 (PHILIPP VON KÖLBER) - - - -		
A	THE IRON AGE vol. 194, no. 13, 24 September 1964, Seite 145 "GRINDER RUNS FASTER WITHOUT ARBOR" - - - - -		
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.5)
			B 24 D
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort		Abschlußdatum der Recherche	
Den Haag		12 Juli 91	
		Prüfer	
		ESCHBACH D.P.M.	
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentedokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument ----- & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument			