

Bei den Messungen wurde ein handelsüblicher Pulsator mit alternierender Pulsierung (60 Zyklen pro Minute, Saugphasenanteil 70 %) verwendet. Während bei der konventionellen Anordnung das übliche Nennvakuum von 50 kPa eingestellt wurde, arbeitete die Anlage mit getrennten Vakuumsystemen bei einem reduzierten Melkvakuum von 40 kPa und einem Transportvakuum von 65 kPa. Die Förderhöhe zur hochverlegten Sammelleitung betrug jeweils etwa 2 m.

In Bild 12 ist der Verlauf des gemessenen Vakuums an der Zitze bei verschiedenen Milchflüssen dargestellt. Bei der konventionellen Anlage zeigt sich mit wachsendem Milchfluß die für Rohrmelkanlagen typische Verringerung des Vakuums am Euter (vgl. Bild 1). Außerdem zeigen sich bei steigendem Milchfluß zyklische Vakuumschwankungen, die dadurch entstehen, daß durch die Pumpbewegung des Zitzengummis die abströmende Milch periodisch beschleunigt und verzögert wird.

Bei der Anlage mit getrennten Vakuumsystemen bleibt das Vakuum am Euter unabhängig von der Größe des Milchflusses erhalten, so daß die angestrebten konstanten Vakuumbedingungen erreicht werden. Die auftretenden Vakuumschwankungen sind wesentlich geringer als bei der konventionellen Anlage. Die noch vorhandenen Schwankungen entstehen durch die Pfropfenströmung in den kurzen Milchschläuchen. Bei dem Versuchsgerät nach Bild 9 ist ein ausreichend großer Querschnitt des Melkvakuuman-

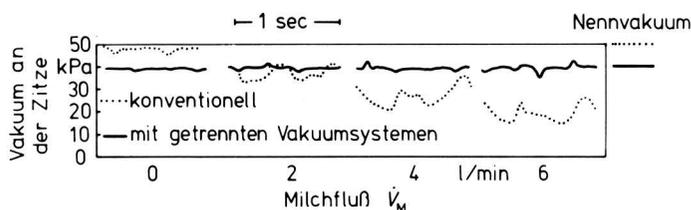


Bild 12. Vakuum an der Zitze bei verschiedenen Milchflüssen für konventionelle Rohrmelkanlage und Anlage mit getrennten Vakuumsystemen.

schlusses am Sammelstück notwendig, weil sonst in diesem Anschluß bereits bei kleinen eintretenden Milch- bzw. Schaummenen Milchpfropfen entstehen, wodurch größere Vakuumschwankungen verursacht werden.

## 6. Zusammenfassung

Zur Verbesserung der vakuumtechnischen Bedingungen bei Rohrmelkanlagen wurden verschiedene Möglichkeiten zur Förderung der Milch untersucht. Als besonders günstig erwies sich eine Lösung mit getrennten Vakuumsystemen für Milchentzug und Milchtransport. Die Trennung der Vakuumsysteme erfolgt in einem Gerät, das anstelle des herkömmlichen Sammelstücks eingesetzt wird. Mit einem Versuchsmodell konnten die Vakuumbedingungen an der Zitze gegenüber herkömmlichen Anlagen erheblich verbessert werden. Neben konstruktionstechnischen Verfeinerungen sind weitere Arbeiten, insbesondere hinsichtlich der Klärung der biotechnisch optimalen Vakuumapplikation (konstantes bzw. periodisch abgesenktes Vakuum am Euter) und der Bakterienübertragung durch das Melkzeug, erforderlich.

## Schrifttum

- [ 1 ] *Worstorff, H.*: Experimentelle Untersuchungen zur Stabilisierung des Vakuums in der Melkeinheit. Habilitationsschrift Institut für Landtechnik, TU München-Weihenstephan, 1977.
- [ 2 ] *Worstorff, H. u. H. Stanzel*: Untersuchungen zur Bewegung des Zitzengummis in Abhängigkeit von Einfalldruck, Pulszyklus und Vakuumhöhe in Melkanlagen. *Grundl. Landtechnik* Bd. 27 (1977) Nr. 1, S. 8/12.
- [ 3 ] *Heinl, B.*: Experimentelle Untersuchungen zur Beeinflussung der Milchabgabe durch Melkmaschinen mit konstanter bzw. kontrollierter Vakuumapplikation. Diss. TU München-Weihenstephan 1981.
- [ 4 ] *Scholtysik, B.J. u. H. Worstorff*: Verbesserung der Vakuumbedingungen bei Melkanlagen durch Luftabscheidung und getrennte Vakuumsysteme für Milchentzug und Milchtransport. *Grundl. Landtechnik* Bd. 29 (1979) Nr. 5, S. 153/58.

## Ein Beitrag zur Berechnung der Bodenfräse

Von Josef Kuczewski, Warschau\*)

DK 631.312.3

Der Leistungsbedarf von Bodenfräsen läßt sich über die spezifische Arbeit, das heißt die pro Volumeneinheit bearbeiteten Bodens aufgewandte Energie, berechnen. Während bisher die spezifische Arbeit bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit des Fräsenrotors als konstante Größe angesetzt wurde, zeigen die hier besprochenen Messungen und Regressionsrechnungen, daß die spezifische Arbeit für die untersuchte Bodenfräse statistisch gesichert von der Fahrgeschwindigkeit abhängig ist und daneben noch andere Faktoren Bedeutung haben.

\*) Prof. Dr. habil. Josef Kuczewski ist Professor am Institut für Land- und Forsttechnik der Landwirtschaftlichen Universität Warschau.

### 1. Grundlagen der Berechnung

Bisher geht man bei der Berechnung des Energiebedarfes von Bodenfräsen aus von der spezifischen Arbeit. Als spezifische Arbeit wird dabei die mechanische Arbeit bezeichnet, die zur Bearbeitung einer Volumeneinheit Boden erforderlich ist [1]. Bei den Bodenfräsen wird diese Arbeit ganz überwiegend für den Antrieb des Rotors benötigt, daneben aber auch zur Überwindung des Zugwiderstandes, z.B. bei Scharfräsen [2].

Die spezifische Arbeit  $A$  kann man als Summe eines statischen und eines dynamischen Anteils ansehen:

$$A = A_s + A_d \quad (1)$$

Entsprechend den Darstellungen im Schrifttum [3] ist der statische Anteil der spezifischen Arbeit von der Bodenart abhängig und mit der Beziehung:

$$A_s = C_0 \cdot k_0 \quad (2)$$

zu beschreiben. Darin ist der Beiwert  $C_0$  von der Bauart der Fräse abhängig und wird für Bodenfräsen zu 2,5–3,5 angenommen. Der Beiwert  $k_0$  hängt von der Bodenart ab, seine Werte sind ähnlich wie der spezifische Widerstand für Pflüge.

Der dynamische Anteil der spezifischen Arbeit läßt sich in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit des Fräsenrotors oder von der Fahrgeschwindigkeit des Gerätes ausdrücken:

$$A_d = a_u \cdot u^2 = a_v \cdot v^2 \quad (3)$$

Für die praktische Berechnung wird der erste Teil dieser Beziehung herangezogen, weil der Beiwert  $a_u$  ziemlich konstant ist und mit 3–5 kJs<sup>2</sup>/m<sup>5</sup> anzusetzen ist. Dagegen ist der Beiwert  $a_v$  stark von der Fahrgeschwindigkeit der Fräse abhängig.

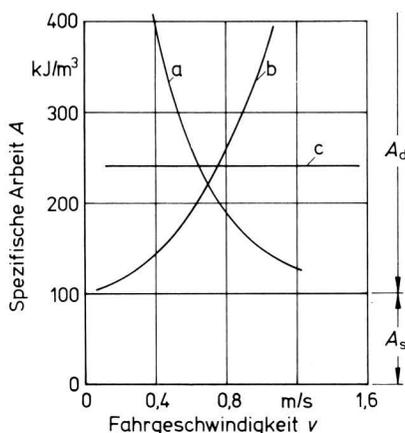
Die spezifische Arbeit ergibt sich aus dem Antriebsmoment mit Hilfe der Gleichung:

$$A = \frac{2\pi M n}{60 b t v} \quad (4)$$

Damit kann auch die Antriebsleistung berechnet werden:

$$P = \frac{A b t v}{\eta_c \eta_z} \quad (5)$$

Diese Gleichungen machen es möglich, die spezifische Arbeit in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit darzustellen, wobei bestimmte Parameter als konstant angesetzt werden können, **Bild 1**. In diesem Diagramm wird die spezifische Arbeit bei Annahme einer konstanten Umfangsgeschwindigkeit eine Parallele zur Abszisse.



**Bild 1.** Spezifische Arbeit einer Bodenfräse, Beispiel für die bisherige Berechnung.

- a  $P = \text{const}; P = 33 \text{ kW}$
- b  $u/v = \text{const}; u/v = 8$
- c  $u = \text{const}; u = 6 \text{ m/s}$

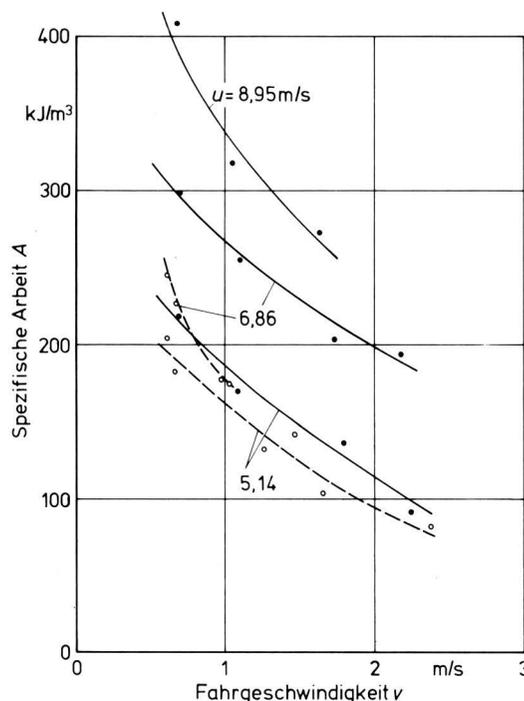
## 2. Versuchsergebnisse

Im Institut für Land- und Forsttechnik der Landwirtschaftlichen Universität Warschau wurden Untersuchungen zur Bestimmung der für Bodenfräsen notwendigen Antriebsleistung durchgeführt. Dafür wurde eine große Bodenfräse mit einer Arbeitsbreite von  $b = 2,75 \text{ m}$  und einem Rotordurchmesser  $d_R = 0,47 \text{ m}$  eingesetzt, die von einem Schlepper mit 110 kW über die Zapfwelle mit  $n_Z = 1000 \text{ min}^{-1}$  angetrieben wurde, wobei drei verschiedene Rotordrehzahlen  $n_R = 209; 279; 364 \text{ min}^{-1}$  verwendet wurden.

Die Fahrgeschwindigkeit wurde im Bereich  $v = 0,5\text{--}2,4 \text{ m/s}$  variiert und die Arbeitstiefe im Bereich  $t = 8\text{--}23 \text{ cm}$ . Der Rotor der Bodenfräse war mit 4 bzw. 6 Messern in jeder Ebene ausgerüstet. Alle Versuche wurden auf einem Feld mit mittlerem Bodenwiderstand durchgeführt.

Bei den Versuchen wurde das Antriebsmoment der Fräse an der Gelenkwelle zwischen Schlepper und Bodenfräse mit Dehnungsmeßgebern und schleifringloser Übertragung gemessen. Die der geforderten Drehzahl der Zapfwelle entsprechende Motordrehzahl wurde über die Anzeige am Schlepper genau eingehalten. Die Fahrgeschwindigkeit des Schleppers und die Arbeitstiefe wurden unmittelbar gemessen [4].

Mit den in den Versuchen ermittelten Werten wurde über Gl. (4) die spezifische Arbeit errechnet; für die Versuche mit dem 4-Messer-Rotor sind die Ergebnisse in **Bild 2** dargestellt. Das Bild zeigt, daß die Kurven für  $u = \text{const}$  nicht parallel zur Abszisse verlaufen, wie in **Bild 1** dargestellt und aus Gl. (3) abgeleitet, sondern in bestimmter Weise geneigt sind. Bei allen Kurven wird die spezifische Arbeit mit größerer Fahrgeschwindigkeit kleiner, obwohl die Umfangsgeschwindigkeit (Rotordrehzahl) der Fräse konstant gehalten wurde. Es wird hieraus abgeleitet, daß der Beiwert  $a_u$  nicht konstant ist, sondern von der Arbeitsgeschwindigkeit abhängt.



**Bild 2.** Spezifische Arbeit in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit; Rotorumfangsgeschwindigkeit als Parameter, Messungen mit dem 4-Messer-Rotor.

- — kleine Arbeitstiefe
- — große Arbeitstiefe

Um die Art der Abhängigkeit zu untersuchen, wird mit dem gesamten Datenmaterial der Versuche auf dem Rechner eine mehrparametrische Regressionsanalyse durchgeführt. Im ersten Teil dieser Analyse soll zunächst ausschließlich der Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf die spezifische Arbeit bestimmt werden. Es wird dazu angenommen, daß für die Berechnung des dynamischen Anteils der spezifischen Arbeit der Beiwert  $a_u$  nicht konstant, sondern als linear von der Fahrgeschwindigkeit abhängig anzusetzen ist:

$$a_u = a_{u0} + a_{uv} v \quad (6)$$

Die spezifische Arbeit insgesamt ist dann

$$A = A_s + (a_{u0} + a_{uv}) u^2 \quad (7).$$

Um bei der Regressionsanalyse entsprechend der gegebenen Gleichung nur den Einfluß der Fahrgeschwindigkeit – bei gleichen übrigen Bedingungen – zu bestimmen, wurde das Datenmaterial in vier Gruppen aufgeteilt, die voneinander unabhängig analysiert wurden.

Die vier Gruppen werden gebildet aus den Ergebnissen für den 4-Messer-Rotor einerseits, den 6-Messer-Rotor andererseits, wobei jeweils noch aufgeteilt wird in Ergebnisse für geringe Arbeitstiefe (bis 10 cm) und für große Arbeitstiefe.

Die über die Regressionsanalyse bestimmten Zahlenwerte für die Beiwerte sind für diese vier Fälle in **Tafel 1** zusammengestellt. Außer den Zahlenwerten für die Beiwerte sind jeweils auch die t-Werte nach den Student-Test sowie Korrelationskoeffizient und Bestimmtheitsmaß aufgeführt. Die errechneten t-Werte zeigen, daß nahezu alle über die Regression bestimmten Beiwerte statistisch wesentlich sind. In allen Fällen sind die Beiwerte  $a_{uv}$  negativ, dabei sind ihre Absolutwerte für den 4-Messer-Rotor deutlich kleiner als für den 6-Messer-Rotor. Für beide Rotorbauarten ist der Beiwert  $a_{u0}$  für kleine Arbeitstiefen größer als für die großen Arbeitstiefen.

Der statische Anteil der spezifischen Arbeit, der auch als Regressionskonstante bezeichnet werden kann, ist für den 6-Messer-Rotor deutlich größer als für den 4-Messer-Rotor.

Das Bestimmtheitsmaß ist in allen vier Gruppen ziemlich hoch, nur für den 6-Messer-Rotor und große Arbeitstiefe ist es kleiner. Diese Ergebnisse zeigen, daß Gl. (7) für die Berechnung der spezifischen Arbeit bei Berücksichtigung der Fahrgeschwindigkeit geeignet ist.

Im zweiten Teil der Analyse wurde der Versuch unternommen, in der Gleichung zur Berechnung der spezifischen Arbeit der Bodenfräse auch die weiteren Einflüsse zu berücksichtigen. Es werden dazu die Ansätze gemacht:

$$A_s = A_{s0} + A_{sz} \cdot z + A_{st} \cdot t \quad (8)$$

und

$$a_u = a_{u0} + a_{ut} \cdot t + a_{uv} \cdot v \quad (9).$$

Damit wird die spezifische Arbeit insgesamt:

$$A = A_{s0} + A_{sz} \cdot z + A_{st} \cdot t + (a_{u0} + a_{ut} \cdot t + a_{uv} \cdot v) u^2 \quad (10).$$

Messerzahl je Drehebene des Fräsenrotors		4		6	
Arbeitstiefe		klein	groß	klein	groß
$A_s$	$\text{kJ/m}^3$	104,00	141,81	257,82	278,92
$a_{u0}$	$\text{kJ s}^2/\text{m}^5$	4,84	3,33	9,36	4,51
t-Wert n. Student	–	10,45	7,18	19,86	2,88
$a_{uv}$	$\text{kJ s}^3/\text{m}^6$	- 1,70	- 2,68	- 7,31	- 6,03
t-Wert n. Student	–	- 5,54	- 7,63	- 14,29	- 1,40
Korrelationskoeffizient r	–	0,966	0,967	0,997	0,912
Bestimmtheitsmaß $r^2$	%	93,2	93,5	99,5	83,2

**Tafel 1.** Beiwerte zur Berechnung der spezifischen Arbeit von Bodenfräsen nach Gl. (7).

Nach der Regressionsrechnung für alle vorhandenen Meßdaten ergibt sich die Konstante  $A_{s0}$  als negative Größe, was aus logischen Gründen auszuschließen ist. Es werden deshalb für die beiden Rotorbauarten unterschiedliche Gleichungen abgeleitet, und zwar für den 4-Messer-Rotor:

$$A = 126,12 + 64,3 t + (7,01 - 22,00 t - 2,41 v) u^2 \quad (11)$$

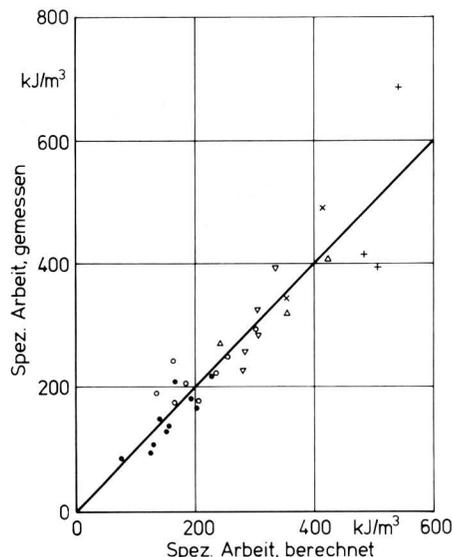
und für den 6-Messer-Rotor:

$$A = 238,14 + 64,3 t + (7,01 - 22,00 t - 2,41 v) u^2 \quad (12).$$

Für beide Gleichungen beträgt der Korrelationskoeffizient  $r = 0,926$  und das Bestimmtheitsmaß  $r^2 = 85,7\%$ .

Die gute Übereinstimmung von gemessenen und über die Gln. (11) und (12) errechneten Werte ist auch aus **Bild 3** zu ersehen.

Eine Prüfung mit dem Student-Test zeigt, daß die Beiwerte  $a_{u0}$  und  $a_{uv}$  statistisch wesentlich sind, während die den Einfluß der Arbeitstiefe erfassenden Beiwerte  $A_{st}$  und  $a_{ut}$  statistisch unwesentlich sind.



**Bild 3.** Vergleich der mit Gln. (11) u. (12) errechneten Werte der spezifischen Arbeit mit den gemessenen Werten.

u	m/s	5,14	6,86	8,95
4-Messer-Rotor		●	○	△
6-Messer-Rotor		▽	x	+

### 3. Zusammenfassung

Messungen an einer Bodenfräse und die statistische Analyse der Meßwerte zeigen, daß der Beiwert  $a_u$ , der zur Berechnung des dynamischen Anteils der spezifischen Arbeit dient, nicht als Konstante in die Rechnung eingesetzt werden soll, sondern von der Fahrgeschwindigkeit abhängig ist. Bei der hier durchgeführten Analyse wird eine lineare Abhängigkeit des Beiwertes von der Fahrgeschwindigkeit angesetzt und die Richtigkeit eines solchen Ansatzes durch den t-Test statistisch bestätigt. Die Beiwerte wurden bisher mit den Meßergebnissen für eine Bodenfräse und eine Bodenart abgeleitet. Um die Gültigkeit der Berechnungsgleichung auch unter anderen Bedingungen zu bestätigen und den Einfluß weiterer Faktoren neben der Fahrgeschwindigkeit zu klären, sollen zusätzliche Messungen durchgeführt werden.

## Verwendete Formelzeichen

A	$\text{kJ/m}^3$	spezifische Arbeit $A_d$ dynamischer Anteil, $A_s$ statischer Anteil
b	m	Arbeitsbreite
$C_0$	—	Konstante
$k_0$	$\text{kJ/m}^3$	Beiwert
M	$\text{kNm}$	Antriebsmoment
n	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
P	$\text{kW}$	Leistung
r	—	Korrelationskoeffizient
t	m	Arbeitstiefe
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
v	m/s	Fahrgeschwindigkeit
z	—	Anzahl der Messer in einer Drehebene des Fräsenrotors
$a_u$	$\text{kJ s}^2/\text{m}^5$	Beiwert
$a_{u0}$	$\text{kJ s}^2/\text{m}^5$	Beiwert
$a_{ut}$	$\text{kJ s}^2/\text{m}^6$	Beiwert

$a_{uv}$	$\text{kJ s}^3/\text{m}^6$	Beiwert
$a_v$	$\text{kJ s}^2/\text{m}^5$	Beiwert
$\eta_c$	—	Getriebewirkungsgrad
$\eta_z$	—	Auslastungsgrad des Motors

## Schrifttum

- [ 1 ] *Bernacki, H.*: Nowa technika uprawy roli (Neue Technik in der Bodenbearbeitung).  
Warschau: PWRIL, 1974.
- [ 2 ] *Bernacki, H.*: Untersuchungen von Scharfräsen in der Bodenrinne und auf dem Acker.  
Grundl. Landtechnik Nr. 15 (1962) S. 28/36.
- [ 3 ] *Bernacki, H., J. Haman u. C. Kanafojski*: Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych (Theorie und Konstruktion der Landmaschinen).  
Warschau: PWRIL, 1967.
- [ 4 ] *Majewski, Z., H. Roszkowski u. C. Waszkiewicz*: Wpływ parametrow pracy glebogryzarki na wielkosc zapotrzebowania energetycznego (Der Einfluß der Arbeitsparameter einer Bodenfräse auf die Größe des Energiebedarfs).  
Maszyny i Ciagniki Rolnicze — im Druck.

# Belastung des Arbeitsplatzes beim Ausbringen von Pflanzenschutzmitteln durch Spritzen und Sprühen

Von Wilhelm Batel, Braunschweig-Völkenrode\*)

Mitteilung aus dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode

DK 631.348:614.7

Abschätzungen über das Anwenderrisiko beim Ausbringen von Pflanzenbehandlungsmitteln sind recht unsicher, weil die die Exposition verursachenden Vorgänge nur wenig untersucht sind. Daher wurden mit Hilfe von Messungen die wichtigsten Abhängigkeiten der Arbeitsplatzbelastung von Geräteparametern und Umgebungsbedingungen für das Spritzen und Sprühen ermittelt, um Grundlagen für Belastungsprognosen zu schaffen. Diese zeigen, daß ein Anwenderrisiko außer in Sonderfällen nicht besteht. Solche können vorliegen beim Spritzen mit hohen Spritzbalkenanordnungen und geringer Fahrgeschwindigkeit sowie bei einigen Sprüharbeiten. Durch Schutz- oder auch andere Maßnahmen läßt sich für diese Fälle ein Gesundheitsrisiko ausschalten.

## Inhalt

1. Einleitung
2. Ursachen der Arbeitsplatzbelastung
  - 2.1 Wirkungsablauf zur Arbeitsplatzbelastung
  - 2.2 Quantitativer Zusammenhang zwischen Belastung und Emission

\*) Prof. Dr.-Ing. W. Batel ist Leiter des Instituts für landtechnische Grundlagenforschung der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.

3. Experimentelle Ermittlung von Grunddaten für Belastungsprognosen
  - 3.1 Hinweise zur Meßtechnik
  - 3.2 Fahrerplatzbelastung beim Spritzen mit einem Unimog und Heckanbau
  - 3.3 Fahrerplatzbelastung beim Spritzen mit einem Standardschlepper und Heckanbau
  - 3.4 Fahrerplatzbelastung beim Spritzen mit einem Unimog und Frontanbau
  - 3.5 Fahrerplatzbelastung beim Sprühen
  - 3.6 Vergleich der Belastung bei Verwendung des Referenzstoffes und eines Pflanzenschutzmittels
4. Belastungsprognosen
  - 4.1 Allgemeine Berechnungsgrundlagen
  - 4.2 Spritzen mit Unimog und Geräten in Front- und Heckanbau und Standardschlepper
  - 4.3 Ausbringen von Pflanzenschutzmitteln durch Sprühen
5. Folgerungen und Maßnahmen aus den Prognose- und Meßergebnissen
  - 5.1 Belastungsvergleiche und Abschätzung des Anwenderrisikos
  - 5.2 Möglichkeiten zur Senkung der Arbeitsplatzbelastung
  - 5.3 Schutzmaßnahmen
6. Zusammenfassung