

Mechanische Leistungsübertragung hydroreaktiver Antriebe auf die Fahrwerke einer geradeausfahrenden Beregnungsmaschine

Dipl.-Ing. K. Haake, KDT, Forschungszentrum für Bodenfruchtbarkeit Müncheberg der AdL der DDR, Bereich Jena
 Prof. Dr. sc. techn. K. Queitsch, KDT, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mechanisierung der Pflanzenproduktion

Verwendete Formelzeichen

d	mm	Rotoraußendurchmesser
F_A	N	erforderliche Antriebskraft
F_N	N	Normalkraft
f_N	m	Hebelarm der Rollreibung
F_Q	N	Gewichtskraft
F_{Qx}	N	Komponenten der Gewichtskraft
F_{Qy}	N	Rollwiderstand
F_R	N	Rollwiderstand
l	m	Länge des Rotorarms
M_A	Nm	theoretisches Antriebsmoment
M_{VL}	Nm	Verlustmoment infolge der Luft
M_{VP}	Nm	Verlustmoment infolge der Prallplatte
M_{W1}	Nm	fahrwerkseitiges Widerstandsmoment
M_{W2}	Nm	fahrwerkseitiges Widerstandsmoment im Arbeitspunkt 1
M_{W3}	Nm	fahrwerkseitiges Widerstandsmoment im Arbeitspunkt 2
\dot{m}	kg/s	Massestrom
M_1	Nm	verfügbares Antriebsmoment
P_A	W	theoretische Antriebsleistung
P_{W1}	W	fahrwerkseitige Widerstandsleistung im Arbeitspunkt 1
P_{W2}	W	fahrwerkseitige Widerstandsleistung im Arbeitspunkt 2
P_1	W	verfügbare Antriebsleistung
R	m	Rotorradius
r_w	m	wirksamer Radradius
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
v_f	m/min	Fahrgeschwindigkeit
w	m/s	Freistrahlgeschwindigkeit
z		Anzahl der Prallplatten
α	°	Anstellwinkel der Prallplatte
γ	°	Hangneigungswinkel
ρ_L	kg/dm ³	Dichte der Luft
ρ_0		Rollwiderstandsbeiwert
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit des hydroreaktiven Antriebs
ω_R	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit des Fahrrades

1. Problem- und Zielstellung

Der zunehmende Mechanisierungsgrad in der Landwirtschaft erfordert eine konsequente Einsparung flüssiger Energieträger (VK, DK). Das Segnersche Wasserrad als hydroreaktiver Antrieb kommt dieser Forderung nach und stellt eine günstige Antriebsvariante für kontinuierlich arbeitende Beregnungsmaschinen dar. Die Druckenergie des Beregnungswassers wird gleichzeitig als Antriebs- und Steuerenergie genutzt. Mit einem entsprechend entwickelten Getriebe und einer hydromechanischen Steuerung kann ein teilautomatischer Betrieb der Beregnungsmaschine realisiert werden. Dabei ist der Maschinenantrieb so zu konzipieren, daß die hydroreaktiven Antriebe eine durch die Maschine geführte durchgehende Welle antreiben und jedes Fahrwerk über ein Getriebe zur Leistungsübertragung auf die Räder verfügt. Alle verwendeten Konstruktionsparameter basieren auf der Beregnungsmaschine FR-P 300 [1].

2. Anforderungen an die mechanische Leistungsübertragung

Die Konzeption der gesamten Leistungsübertragung orientiert sich an den agrotechnischen Forderungen. Ausgehend von der speziellen Antriebsart sind alle Antriebs- und Steuerfunktionen so zu realisieren, daß eine

teilautomatische Arbeitsweise der geradeausfahrenden Beregnungsmaschine gewährleistet werden kann. Die geforderten Fahrgeschwindigkeiten für kontinuierliche Arbeitsweise sind stufenlos bzw. in genügend kleinen Rastern zu realisieren. Das Rücken und Schwenken der Maschine soll ohne Beregnungsmedium rein mechanisch erfolgen. Hierfür ist ein Zapfwellenanschluß an der durchgehenden Welle der Beregnungsmaschine vorgesehen. Teilkonstruktionen sind wartungsarm, funktionsicher und materialsparend zu gestalten.

3. Theoretische Untersuchungen am Fahrwerk

3.1. Fahrwerkseitiger Widerstand

Am getriebenen Rad greifen boden- und konstruktionsspezifische Kräfte an. Die Stochastik der bodenseitigen Kräfte wird durch den Rollwiderstandsbeiwert repräsentiert. Er drückt den Teil der Gewichtskraft aus, der als Rollwiderstand überwunden werden muß. Weiterhin wird angenommen, daß sich die Konstruktionsmasse gleichmäßig auf die Fahrwerke verteilt, so daß ein Fahrwerk stellvertretend für alle Fahrwerke angesehen werden kann. Da die beiden Räder eines Fahrwerks einheitlich ausgeführt sind und sie gleiche Teile der Antriebsenergie erhalten, wird die Darstellung der angreifenden Kräfte nur an einem Rad vorgenommen (Bild 1). Aus der Kräftebilanz nach Bild 1 läßt sich die Gleichung für die erforderliche Antriebskraft am Rad herleiten:

$$\rightarrow F_A - F_R - F_{Qx} = 0 \quad (1)$$

$$\uparrow F_N - F_{Qy} = 0 \quad (2)$$

$$\rho_0 = \frac{f_N}{r_w} \quad (3)$$

$$F_R = \rho_0 F_N \quad (4)$$

$$F_A = F_Q (\rho_0 \cos \gamma + \sin \gamma) \quad (5)$$

Das fahrwerkseitige Widerstandsmoment ergibt sich aus

$$M_{W1} = F_A r_w \quad (6)$$

3.2. Einfluß der Hangneigung auf das freie Rollen der Beregnungsmaschine

Experimentelle Untersuchungen [2] ergaben, daß eine Antriebskraft von 4000 N erforderlich ist, um bei ungünstigen Bodenverhältnissen eine Hangneigung von 10% zu überwinden. Für die Masse eines Fahrwerks, einschließlich der sich auf ihm abstützenden Tragwerke, ergibt sich nach Gl. (5) ein Rollwiderstandsbeiwert von rd. 0,33. Unter diesen Bedingungen ist eine Hangneigung von über 30% erforderlich, um ein freies Abrollen der Maschine hangabwärts zu bewirken. Agrotechnisch wird eine Einsatzfläche bis zu einer Hangneigung von maximal 15% gefordert. Neben der Hangneigung sind es aber hauptsächlich Parameter, wie partielle Steigungen > 15%, Verspannungen in den Tragwerken und der Windeinfluß, die ein Abrollen der Maschine bewirken können. Eine

Bremseinrichtung bleibt also unerlässlich. In [3] wird ein kombinierter Antriebs- und Bremsmechanismus vorgestellt.

4. Theoretische Grundlagen zum hydroreaktiven Antrieb

Der hydroreaktive Antrieb ist ein zweiarmiger, drehbar gelagerter Stahlrohrrotor.

4.1. Kennfeldberechnung

Nach [4] berechnet sich das theoretische Antriebsmoment eines hydroreaktiven Antriebs zu:

$$M_A = \dot{m} R (w - u) \quad (7)$$

Somit ergibt sich für die theoretische Antriebsleistung:

$$P_A = \omega \dot{m} R (-u) \quad (8)$$

Für den Betriebsfall müssen zwei weitere Momente berücksichtigt werden, die als Verlustmomente eingehen. Sie werden zum einen durch den Luftwiderstand

$$M_{VL} = \rho_L d l (\omega R)^2 / 4 \quad (9)$$

und zum anderen durch die Prallplatte

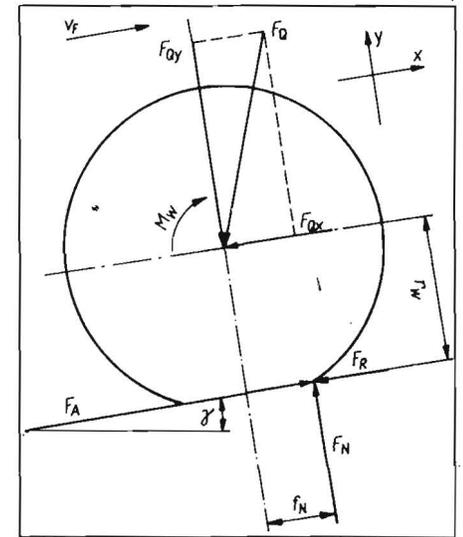
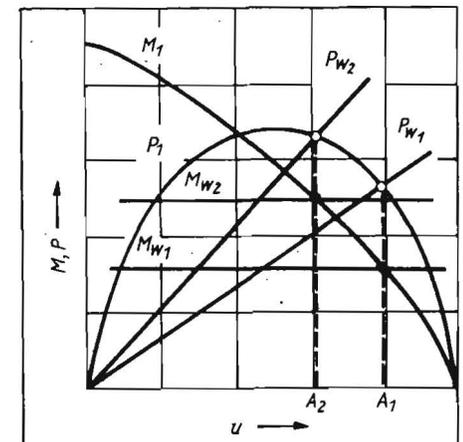


Bild 1. Kräfte am getriebenen Rad

Bild 2. Kennlinienfeld eines hydroreaktiven Antriebs (Widerstandslinien frei gewählt)



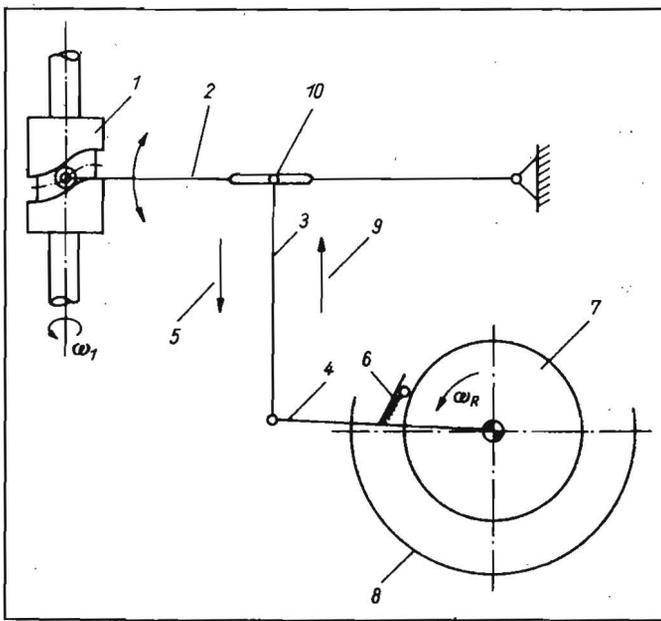


Bild 3. Prinzip eines Reibgesperre-Schrittgetriebes (Erläuterungen im Text)

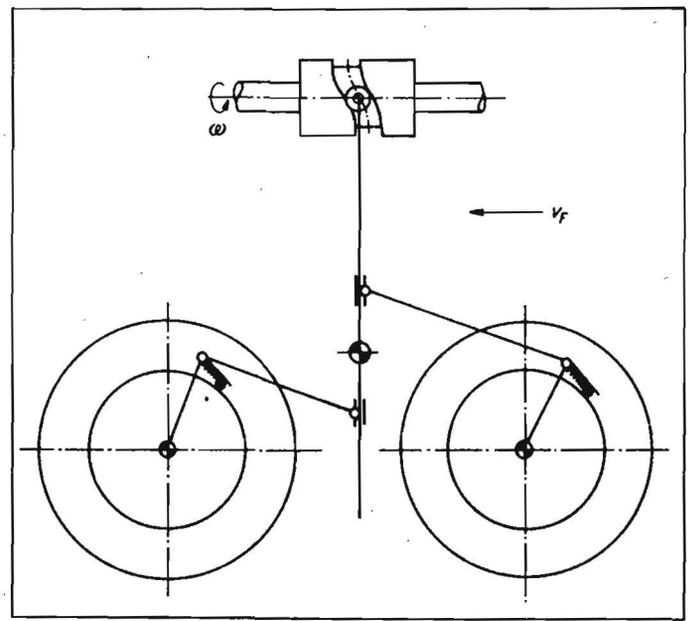


Bild 4. Prinzip eines zweiseitig ausgeführten Reibgesperre-Schrittgetriebes

$$M_{VP} = \frac{Z}{2} \dot{m} R w \sin^2 \alpha \quad (10)$$

verursacht, die zur besseren Niederschlagsverteilung an einer der beiden Freistrahldüsen angebracht ist. Somit ergibt sich als verfügbares Antriebsmoment des hydroreaktiven Antriebs

$$M_1 = M_A - M_{VP} - M_{VL} \quad (11)$$

und als verfügbare Leistung des hydroreaktiven Antriebs

$$P_1 = M_1 \omega. \quad (12)$$

Mit Hilfe der Gln. (6) bis (12) kann das Kennlinienfeld eines hydroreaktiven Antriebs berechnet werden (Bild 2).

4.2. Antriebscharakteristik

Aus Gl. (7) leiten sich zwei Grenzfälle ab. Ist die Umfangsgeschwindigkeit gleich der Freistrahlgeschwindigkeit, wird das Antriebsmoment $M_1 = 0$. Hieraus ergibt sich die günstige Antriebscharakteristik eines hydroreaktiven Antriebs. Im Bild 2 werden die berechneten Antriebskennlinien nach Parametern von Urbich und Seidel [5] wiedergegeben. Der nichtlineare Verlauf der Momentenkennlinie M_1 ergibt sich aus dem Einfluß des Verlustmoments infolge des Luftwiderstands, in das die Winkelgeschwindigkeit quadratisch einfließt. Die Widerstandslinien M bzw. P wurden für zwei beliebige Werte gewählt. Mit steigendem fahrwerkseitigen Widerstand verschiebt sich der Arbeitspunkt für Nennbelastung des Fahrwerks A_1 entlang der Momentenkennlinie M_1 zu A_2 . Wird der Antrieb so konzipiert, daß sich bei Nennbelastung der Arbeitspunkt bei etwa zwei Drittel der maximalen Rotorumfangsgeschwindigkeit einstellt, kann mit steigendem Fahrwiderstand auch ein Bereich größerer Antriebsleistung P_1 überstrichen werden. Für den geforderten Fahrgeschwindigkeitsbereich einer geradeausfahrenden Beregnungsmaschine von 0,2 bis 1,5 m/min [6] stellen sich zwangsläufig unterschiedliche Widerstandsmomente ein. Diese bewirken, daß die Rotorumfangsgeschwindigkeit unter den sich einstellenden Arbeitspunkten einen breiten Bereich einnehmen und über die Wurfweite die Niederschlagsqualität negativ beeinflus-

sen. Für eine günstige Niederschlagsverteilung bei geforderter Ausbringungsmenge ist eine konstante Umfangsgeschwindigkeit des Rotors zu fordern.

Eine Alternative zur rein mechanischen Geschwindigkeitssteuerung ist die hydraulische Geschwindigkeitssteuerung, d. h. der Volumenstrom wird so beeinflusst, daß bei konstantem Übersetzungsverhältnis die Rotor-drehzahl entsprechend der geforderten Fahrgeschwindigkeit verändert wird. Doch kommt es auch hier zur o. g. negativen Niederschlagsqualität. Eine günstige Lösung stellt die Synthese aus beiden Varianten dar. Mit verändertem mechanischen Übersetzungsverhältnis wird der Volumenstrom so beeinflusst, daß sich der Arbeitspunkt bei allen Fahrgeschwindigkeiten der geradeausfahrenden Beregnungsmaschine über eine optimale Rotorumfangsgeschwindigkeit einstellt. Für die Berechnung der erforderlichen Einstellparameter wurde in [3] ein Rechenprogramm erstellt.

5. Getriebegestaltung

Zur Realisierung der aufgeführten Funktionen ist ein Getriebe erforderlich, das eine stufenlose Verstellung des Übersetzungsverhältnisses unter Last erlaubt. In [3] wurde ein Getriebe nach Queitsch [7] so entwickelt, daß es den Anforderungen einer kontinuierlich fahrenden Beregnungsmaschine gerecht wird.

5.1. Reibgesperre-Schrittgetriebe

Das Reibgesperre-Schrittgetriebe ist ein mechanisches Koppelgetriebe, das durch die Betriebs- und Konstruktionsparameter einer geradeausfahrenden Beregnungsmaschine geforderte Übersetzungsverhältnis von 1:1000 in einer Stufe realisieren kann (Bild 3). Ein Nutkurvenzylinder 1 versetzt dazu die Antriebsschwinge 2 in eine gleichmäßige Schwingbewegung, die über die Koppel 3 auf die Antriebsschwinge 4 übertragen wird. Bewegt sich die Koppel 3 in Richtung 5 wird das Reibgesperre 6 wirksam und dreht das Reibrad 7 um einen definierten Winkel. Dieses ist mit dem Fahrrad 8 des Fahrwerks durch eine Achse verbunden. So wird bei jedem Antriebshub die Maschine

um einen definierten Betrag bewegt. Bei Aufwärtsbewegung der Koppel 3 in Richtung 9 wird die kraftschlüssige Verbindung zwischen dem Reibgesperre 6 und dem Reibrad 7 gelöst. Durch Veränderung des Anlenkpunktes 10 entlang der Schwinge 2 kann das Übersetzungsverhältnis des Getriebes bei konstanter Antriebsdrehzahl stufenlos verändert werden.

Das Fahrwerk der geradeausfahrenden Beregnungsmaschine besteht aus einem A-förmigen Rahmen, der das Beregnungsrohr aufnimmt, und zwei in einer Ebene angeordneten Rädern. Zur Erhöhung der Kontinuität der Fahrgeschwindigkeit und zur Verbesserung der Antriebssicherheit soll der Maschinenantrieb wechselseitig auf beide Räder erfolgen. Hieraus ergibt sich die Getriebeanordnung im Bild 4.

6. Steuerung zum Synchronlauf der Fahrwerke

Unterschiedliche Fahrwiderstände an den Fahrwerken einer Beregnungsmaschine bewirken, daß einzelne Fahrwerke von der über alle Fahrwerke gefluchteten Geraden (Synchronisationslinie) abweichen. Überschreiten sie dabei einen durch die Konstruktionsparameter der Maschine vorgegebenen Toleranzbereich, können sich funktionelle Störungen bzw. eine Maschinenhavarie einstellen. Aus diesem Grund bedarf es einer Steuerung zur Synchronisation der Fahrgeschwindigkeit. Die Fahrwerksegmente der geradeausfahrenden Beregnungsmaschine sind miteinander gelenkig verbunden. Bei Abweichung eines Fahrwerks von der Synchronisationslinie kommt es zur Ausknickung an dem entsprechenden Gelenk. Diese Ausknickung kann auf herkömmliche Weise erfaßt werden [3]. Die Ansteuerung der Reibgesperre-Schrittgetriebe erfolgt hydromechanisch. Als Stellglied fungiert ein zweifach wirkender Hydraulikzylinder mit einseitiger Kolbenstange. Ein bei Ausknickung des Tragwerkgelenks angesteuertes Dreiwegeventil beaufschlagt den Hydraulikzylinder mit Wasser aus der Basisrohrleitung der geradeausfahrenden Beregnungsmaschine. Dieser Zylinder verstellt seinerseits über eine endlose Seilschleife den Anlenkpunkt der Koppel an

der Antriebschwinge (Bild 4). Die Nutzung des Hydraulikzylinders bietet folgende Vorteile:

- einfache Ansteuerung von 3 definierten Getriebebestellungen
- Nutzung der Hydraulikenergie als Stellenergie
- geringe erforderliche Stellenergie für Wegeventil.

Nachteilig erweist sich, daß die Maschine für alle Steuerfunktionen mit Wasser gefüllt sein muß, so daß ein Rücken der Maschine außerhalb der Beregnungssaison nur ohne Gleichlaufautomatik möglich ist. Die einfache Ansteuerung von 3 definierten Getriebebestellungen ist erforderlich, um einen asymptotischen Verlauf der Fahrwerksannäherung an die Synchronisationslinie zu verhindern. Würde sich die Korrekturgeschwindigkeit linear mit der Abweichung des Fahrwerks von der Synchronisationslinie ändern, läge der endgültige Synchronisationszeitpunkt im Unendlichen. Deshalb ist die Steuerung so zu konzipieren, daß ein vorausfahrendes Fahrwerk bis zum Erreichen der Synchronisationslinie angehalten wird (Übersetzungsverhältnis gleich Null) bzw. ein zurückgefallenes Fahrwerk eine maximale Korrekturgeschwindigkeit erfährt, bis es die Synchronisationslinie erreicht hat. Erst dann wird das Nennübersetzungsverhältnis wieder hergestellt.

7. Zusammenfassung

Ein hydroreaktiver Antrieb als Antriebs- und Verteilorgan einer geradeausfahrenden Beregnungsmaschine wird in Verbindung mit einem dafür entwickelten Getriebe vorgestellt. Zur Verminderung der negativen Beeinflussung der Niederschlagsqualität infolge schwankender Rotordrehzahl bei unterschiedlichen Widerstandsmomenten an den einzelnen Fahrwerken wird eine kombinierte hydromechanische Geschwindigkeitssteuerung erläutert. Die Gleichhaltung der Fahrwerke innerhalb eines vorgegebenen Toleranzbereichs erfolgt über einen mit Wasser beaufschlagten Hydraulikzylinder. Dieser wird durch ein mechanisch betätigtes Wegeventil angesteuert. Die weitere Entwicklungsarbeit zielt dahin, die Gleichlaufsteuerung rein mechanisch zu gestalten. Für die Abrollversicherung der geradeausfahrenden Beregnungsmaschine in Fahrtrichtung liegt eine erste Lösung vor. Die Steuerung zum Gleichlauf der Fahrwerke erfordert eine mit Beregnungsmedium gefüllte Maschine. Die Nutzung eines hydroreaktiven Antriebs sowie einer hydromechanischen Gleichlaufsteuerung bedingt, daß ausschließlich Klarwasser verregnet wird.

Literatur

- [1] Albrecht, M.; Stöpel, R.; Breitschuh, G.: Technische Beschreibung und Erprobungsergeb-

nisse der Linearberegnungsmaschine FR-P. agrartechnik, Berlin 39 (1988) 11, S. 520-524.

- [2] Müller, N.: Untersuchungsbericht Fahrwerk 10. Forschungszentrum für Bodenfruchtbarkeit Müncheberg, Bereich Jena, unveröffentlichtes Material 1987.
- [3] Haake, K.: Konstruktive Gestaltung und Bemessung der mechanischen Leistungsübertragung eines hydroreaktiven Fahrtriebs für geradeausfahrende Beregnungsmaschinen. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mechanisierung der Pflanzenproduktion, Diplomarbeit 1986 (unveröffentlicht).
- [4] Queitsch, K.: Wissenschaftlich-technische Grundlagen für die Entwicklung hydroreaktiver Rotorantriebe und ihre Anwendung zum Gestalten und Bemessen von Fahrtrieben mobiler Beregnungsmaschinen. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mechanisierung der Pflanzenproduktion, Dissertation B 1984 (unveröffentlicht).
- [5] Urbich, S.; Seidel, B.: Experimentelle Untersuchungen von Rotorvarianten zum Wirkprinzip des hydroreaktiven Antriebes für Beregnungsmaschinen. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mechanisierung der Pflanzenproduktion, Diplomarbeit 1982 (unveröffentlicht).
- [6] Albrecht, M.; Stöpel, R.: Technologische Untersuchungen zur Gestaltung des Beregnungsverfahrens mit geradeausfahrenden Maschinen. Forschungszentrum für Bodenfruchtbarkeit Müncheberg, Bereich Jena, Forschungs- und Entwicklungsbericht 1978.
- [7] Queitsch, K.: Schritgetriebe-Reibgesperre. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Prinzipskizze 1984 (unveröffentlicht). A 5576

Landtechnische Dissertationen

Am 20. Juni 1988 verteidigte Dipl.-Ing. Stephan Schmidt an der Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik der Technischen Universität Dresden seine Dissertation A zum Thema

„Projektierung einer Aufbereitungsanlage für Korn-Stroh-Gemische“

Gutachter:

Dozent Dr. sc. agr. G. Listner, Technische Universität Dresden

Dr.-Ing. L. Voß, VEB Mährescherwerk Bischofswerda/Singwitz

Prof. Dr. sc. agr. G. Kühn, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg.

Ausgehend von den Anforderungen an die Verfahren der Getreideernte wurden Grundlagenuntersuchungen über die Verlagerung des Drusches vom Feld in Anlagen oder umsetzbare Maschinen durchgeführt. Auf der Grundlage von Extremwertbetrachtungen wurden Anwendungsaussichten für solche Verfahren abgeleitet. Den Schwerpunkt bildete die Projektierung einer Aufbereitungsanlage für Korn-Stroh-Gemische. Hierfür wurden der Einfluß des Anlagenstandorts, Möglichkeiten für eine hohe Ausnutzung, ein wesentlich erweitertes Spektrum der

technischen Lösungen und die notwendigen Hilfsprozesse untersucht.

Ergänzend wurden weitere Verfahrensvarianten für eine gebrauchswertorientierte Ernte des Getreides in der Milch- und Gelbreife auf der Grundlage ähnlicher technologischer Abläufe und gleicher Maschinen betrachtet.

Am 14. September 1988 verteidigte Dipl.-Ing. Martin Delitz an der Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg erfolgreich seine Dissertation A zum Thema

„Untersuchungen zur Optimierung schwingender Dammaufnahmeelemente für Kartoffelerntemaschinen hinsichtlich Fördereffekt und Leistungsbedarf unter Beachtung agro-technischer Forderungen“

Gutachter:

Prof. Dr. sc. agr. G. Kühn, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg

Prof. Dr. sc. techn. P. Jakob, Humboldt-Universität Berlin

Prof. Dr. sc. techn. R. Soucek, Technische Universität Dresden.

Untersucht wurden schwingende Dammaufnahmeelemente im Labor und auf dem Feld. Nach einer Literatur- und Patentrecherche erfolgten theoretische Untersuchungen zu Scharaufhängung, Scharform und -abmessungen, Fördergeschwindigkeit, optimalem Schwingungsregime hinsichtlich Fördereffekt und Leistungsbedarf, Anordnung und Dimensionierung von Energiespeichern. In den experimentellen Untersuchungen wurden bei 5 Eingangsparametern (Fahrgeschwindigkeit, Erregerfrequenz, Erregeramplitude, Abwurfschwingwinkel, Scharanstellwinkel) aus 12 Meßgrößen (u. a. Zugkraftbedarf, Antriebsdrehmoment, Schichthöhe, Ablöse- und Aufprallphasenlage, Kartoffelbeschädigungen, Kartoffelverluste) 25 Zielgrößen ermittelt. Für 23 Zielgrößen entstanden mathematische Beschreibungen aufgrund physikalischer Vorgänge oder durch multiple Regression. In der Arbeit wird nachgewiesen, daß bei einem optimalen und stabilen Schwingungsregime und einem Energiespeicher bei Fahrgeschwindigkeiten von $v_f = 1,5 \dots 2,0$ m/s unter extremen Bodenbedingungen der Einsatz schwingender Dammaufnahmeelemente energetisch und agro-technisch sinnvoll ist.