

gert ist. Dadurch ist eine gute Bodenangepasung, unabhängig von den Bewegungen des Schwergrubbers, möglich. Der Anschlußrahmen hat die genörmten Verbindungspunkte des Dreipunktanbaus der Kategorie II, so daß ein einfacher Anbau der Nachbearbeitungsgeräte am Schwergrubber möglich ist (Bild 6).

An den Seiten der Winkelstabkrümmer B475–B477 ist eine Halterung vorgesehen, in die die Schlußbeleuchtung vom Schwergrubber umgesteckt werden kann. Beim Einsatz gemeinsam mit dem Schwergrubber kann der Winkelstabkrümmer zur Tiefenbegrenzung des Schwergrubbers genutzt werden. Sein Arbeitseffekt ist in erster Linie krümelnd, wobei in Abhängigkeit von der Belastung noch ein verdichtender und einebnender Arbeitseffekt entsteht. Der Winkelstabkrümmer mit einer Arbeitsbreite von 300 cm ist auch als Nachbearbeitungsgerät für die Aufsattel-Scheibenegge B402 geeignet.

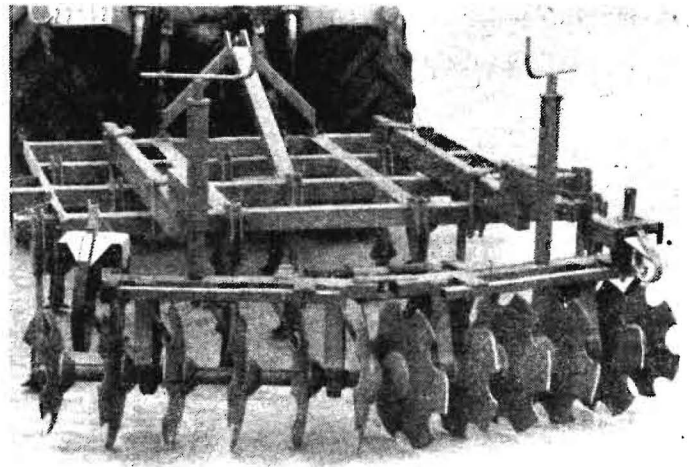
Scheibennachläufer B485–B487

Die Scheibennachläufer B485–B487 (Tafel 3) werden in Verbindung mit dem Schwergrubber zur pfluglosen Bodenbearbeitung und Saatbettbereitung eingesetzt. Sie sind zum Einebnen und Zerkleinern des Bodens nutzbar. Dabei wird der Boden an der Oberfläche gemischt, und auf dem Boden liegende Pflanzenreste werden eingearbeitet.

Die Scheibennachläufer werden in den Ausführungen B485–B487 A01 und B485–B487 C01 hergestellt.

Als Arbeitswerkzeuge für die Ausführung B485–B487 A01 (Bild 7) werden 2 Scheibenbatterien verwendet, die mit gezackten Scheiben ausgerüstet sind. Der Einbau in den Rahmen erfolgt in Fahrtrichtung ver-

Bild 9
Scheibennachläufer
B 486 C 01
(Fotos: H. Bleise 5, C.
Schmidt 2, Werkfoto)



setzt, so daß eine Überdeckung der Arbeitswerkzeuge erreicht wird. Die Befestigung am Schwergrubber wird durch den Dreipunktanbau realisiert. Die Scheibenbatterien sind schwenkbar gelagert. Durch eine Spindel kann der Scheibenrichtungswinkel verändert werden und damit eine Anpassung an den Boden erfolgen (Bild 8).

Für den Straßentransport kann die Beleuchtungseinrichtung des Schwergrubbers nach hinten auf den Scheibennachläufer gesteckt werden.

Die Ausführung B485–B487 C01 (Bild 9) des Scheibennachläufers unterscheidet sich von der Variante A01 durch die Anordnung der Scheibenbatterien und durch die Befestigung am Schwergrubber. Die Scheibenbatterien sind V-förmig mit einem gemeinsa-

men Drehpunkt in der Mitte angeordnet, um den sich die beiden Achsen schwenken lassen. Durch eine Spindel ist die Verstellung des Scheibenrichtungswinkels und damit die Bodenangepassung möglich.

Eine Überdeckung der Arbeitsbreiten beider Scheibenbatterien in der Mitte ist nicht möglich. Das Einstellen der Arbeitstiefe erfolgt durch 2 Spindeln. Zur Befestigung auf dem Schwergrubber werden 2 Holme genutzt, die auf dem Rahmen mit Klemmbügeln festgeschraubt werden.

In der Weiterentwicklung wird an der Vergrößerung des Sortiments von Nachbearbeitungsgeräten gearbeitet, um durch Kombination mit anderen Arbeitsgängen die Rationalisierung der Bodenbearbeitung weiter zu verbessern. A 4777

Wissenschaftlich-technische Grundlagen für Entwicklung und Betrieb hydroreaktiver Rotationsantriebe für mobile Beregnungsmaschinen

Prof. Dr. sc. techn. K. Queitsch, KDT, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mechanisierung der Pflanzenproduktion

Verwendete Formelzeichen	i_G	Übersetzungsverhältnis am Fahrwerkgetriebe	P_w	W	Fahrwiderstandsleistung
a_0	kg^2/s^2	Regressionskoeffizienten für \bar{m}	Q	m^3/h	Volumenstrom
a_1	$kg^2/s^2 \cdot m$	k_1, k_2	q_{ii}		Querschnittsverhältnis A/A_1
a_2	kg^2/m^2	k_3	r	m	Radius
A_1	m^2	l_1	r_w	m	wirksamer Radius am Antriebsrad des Fahrwerks
		l_2	R	m	Rotorradius
A_2	m^2	\bar{m}	Re		Reynoldszahl
		M	Ro		Rotationskennzahl
A_3	m^2	M_A	u		Geschwindigkeitsverhältnis
		M_H	u_3	m/s	Rotorumfangsgeschwindigkeit
C_k		M_L	w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Querschnitt A
C_Q		M_w	z_3	m	geodätische Höhe der Regnerrohre über dem Rotoreingang
C_{Re}		n	α	°	Prallplattenstellwinkel
C_u	m/s	P_A	γ		Hangneigungswinkel
C_w^*		P_A	ζ_3		Widerstandszahl, bezogen auf w_3
C_d		P_E	ζ_k		Widerstandszahl des Rohrkümmers
C_3, C_4		P_E			mechanischer Wirkungsgrad
C_5		P_H	η_A		antriebsenergetischer Gesamtwirkungsgrad
d	m	P_{PV}	η_{EG}		antriebsenergetischer Gesamtwirkungsgrad
d_1	m	P_{RV}	η_G		Getriebewirkungsgrad
d_2	m		η_{HG}		hydroenergetischer Gesamtwirkungsgrad
F_N	N				
g	m/s ²				
h_1	m				

η_{HK}	hydrokinetischer Wirkungsgrad
λ_i	Rohrreibungsbeiwert, bezogen auf Rohr i
λ_w	Rohrreibungsbeiwert infolge Rotation
μ	Kontraktionszahl, Reaktionskennzahl
ρ	Rollwiderstandsbeiwert
ρ_w	kg/m ³ Dichte des Wassers
ρ_L	kg/m ³ Dichte der Luft
ν	m ² /s kinematische Zähigkeit des Wassers

1. Problem- und Zielstellung

Bei der Berechnung kommt es darauf an, den Energieaufwand zum Ausbringen und Verteilen der Berechnungsflüssigkeit je Einheit beträchtlich zu senken. Ein entscheidender Weg dazu ist, technische Bedingungen und Lösungen zu schaffen, den statischen Druck bei möglichst hohem Volumenstrom zu vermindern. Streitenberger und Müller [1] weisen bereits auf weitere Forderungen hin. Das Prinzip des hydroreaktiven Antriebs nutzt die Rückstoßwirkung von aus Düsen austretenden Flüssigkeitsstrahlen zum Erzeugen einer rotierenden Antriebsbewegung. Die so erzeugte mechanische Leistung ist für den Fahrtrieb kontinuierlich bewegter Berechnungsmaschinen nutzbar (Bild 1). Gleichzeitig kann die dafür verbrauchte Flüssigkeit auf einer kreisförmig benetzten Fläche günstig verteilt werden. Für den Konstrukteur von Berechnungsmaschinen, für den Projektanten und für den Betreiber sind Kenntnisse, Berechnungsgrundlagen und Nutzerhinweise erforderlich, die es gestatten, eine Anlage nach agrotechnischen Forderungen optimal zu gestalten, das Betriebsverhalten vorauszubestimmen und dem Anwender Regeln für das Einstellen günstiger Betriebsparameter in die Hand zu geben.

Grundlagen für Entwicklung und Betrieb von hydroreaktiven Antrieben ermöglichen deren Bemessung und Gestaltung durch Vorausbestimmen folgender Größen und Kennfunktionen nach [2]:

- Massestrom in Abhängigkeit von statischer Druckhöhe, Umfangsgeschwindigkeit und Konstruktionsparametern des Rotors
- verfügbares Drehmoment und Leistung für den Fahrwerktrieb in Abhängigkeit von Massestrom und Umfangsgeschwindigkeit des Rotors
- quasistatisches Betriebsverhalten des hydroreaktiven Antriebs unter dem Einfluß sich ändernder Betriebsparameter

- Intensität des Niederschlags, Niederschlagshöhe und Verteilung auf der Benetzungsfäche in Abhängigkeit von Volumenstrom, Betriebs- und Konstruktionsparametern des Einzelantriebs und Gestaltung der Berechnungsmaschine.

Im folgenden soll nur auf die antriebstechnischen Aspekte eines Einzelantriebs ohne Berücksichtigung der Art und Ausführung einer Berechnungsmaschine eingegangen werden.

2. Strömungsmechanische und antriebstechnische Grundlagen

2.1. Grundgleichungen für Antriebsleistung und Massestrom

Für die zu ermittelnden Zusammenhänge von Leistung und Massestrom wird ein einfaches Modell zum Berechnen der Hauptgrößen zugrunde gelegt. Von der Eulerschen Turbinengleichung

$$dM = \dot{m} d(r c_u) \quad (1)$$

ausgehend, mit den Integrationsgrenzen des Berechnungsmodells nach Bild 2, ergibt sich für das hydrokinetische Antriebsmoment

$$M_H = \dot{m} R (w_3 - u_3) \quad (2a)$$

und für die hydrokinetische Antriebsleistung

$$P_H = \dot{m} (w_3 - u_3) u_3 \quad (2b)$$

Werden die Gln. (1) und (2) durch die Strahlaustrittsgeschwindigkeit w_3 (relativ zur Düse) dividiert, ergibt sich folgende für Strömungsmaschinen charakteristische Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis:

$$u = u_3 / w_3 \quad (3)$$

Der Massestrom ist die wichtigste die Antriebsleistung beeinflussende Größe. Aus der Bernoullischen Gleichung für das Berechnungsmodell mit rotierenden, radial angeordneten Regnerrohren

$$\frac{w_1^2}{2g} + h_1 = \frac{w_3^2 - u_3^2}{2g} + z_3 + \zeta_3 \frac{w_3^2}{2g} \quad (4)$$

ist der Massestrom

$$\dot{m} = \rho_w A_3 \mu \sqrt{\frac{2g(h_1 - z_3) + u_3^2}{1 + \zeta_3 - \mu^2/q_{13}^2}} \quad (5)$$

ableitbar mit dem Querschnittsverhältnis

$$q_{13} = A_1/A_3 = \mu w_3/w_1 \quad (6)$$

Experimentell gewonnene Ergebnisse nach Streitenberger und Müller [1, 3] lassen sich durch einen der Gl. (5) ähnlichen Regressionsansatz beschreiben:

$$\dot{m} = (a_0 + a_1 h_1 + a_2 u_3^2)^{1/2} \quad (7)$$

Für jede Versuchswertkombination (Q , u_3 , h_1) kann die Widerstandszahl berechnet werden (bei hängender Anordnung - vgl. [1] - kehrt sich das Vorzeichen für z_3 um):

$$\zeta_3 = (\rho_w A_3 \mu)^2 [2g(h_1 - z_3) + u_3^2] / \dot{m}^2 + \mu^2 / q_{13}^2 - 1 \quad (8)$$

Zum Vorausbestimmen der Widerstandszahl wurde nach systematischen experimentellen Untersuchungen [2] unter Verwendung der Versuchsergebnisse von [3] folgendes Gleichungssystem gefunden:

$$\zeta_3 = k_3 + (k_1/Re_2 + k_2 + \lambda_1 l_1 / (d_1 q_{12}^2) + \zeta_k + (\lambda_2 + \lambda_w) l_2 / d_2) \mu^2 / q_{23}^2 \quad (9)$$

$$Re_2 = w_2 d_2 / \nu \quad (10)$$

$$\lambda_w = c_3 Re_2^4 Ro^{c_5} \quad (11)$$

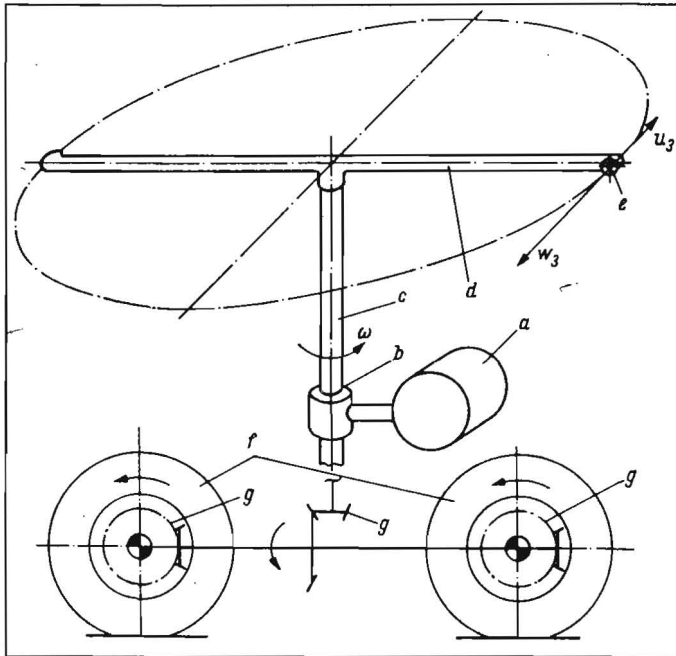
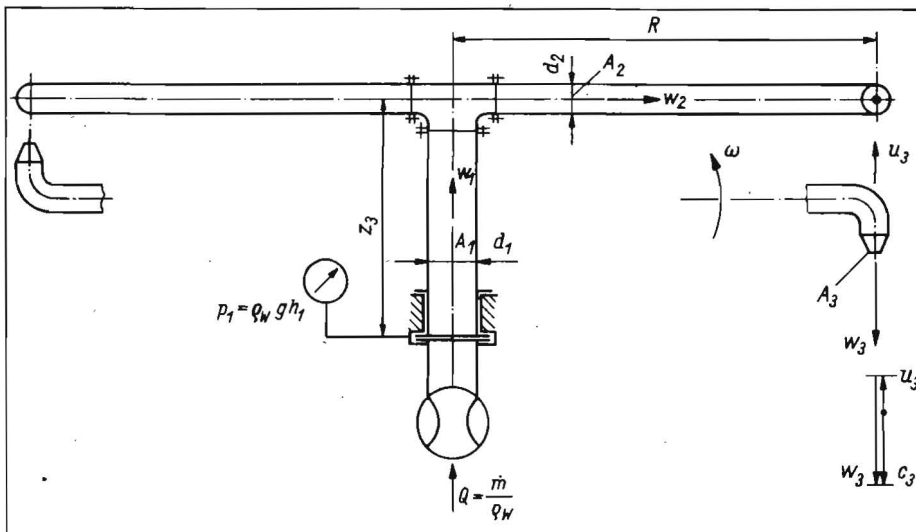


Bild 1 Grundmodell eines hydroreaktiven Fahrwerktriebs einer Berechnungsmaschine; a Zentralrohr, b Drehverbindung, c drehbares Standrohr (Antriebswelle), d Regnerrohr, e Düse, f Fahrwerk, Antriebsräder, g Wellen, Winkelgetriebe

Bild 2 Berechnungsmodell zum hydroreaktiven Antrieb - Grundgrößen am Rotor



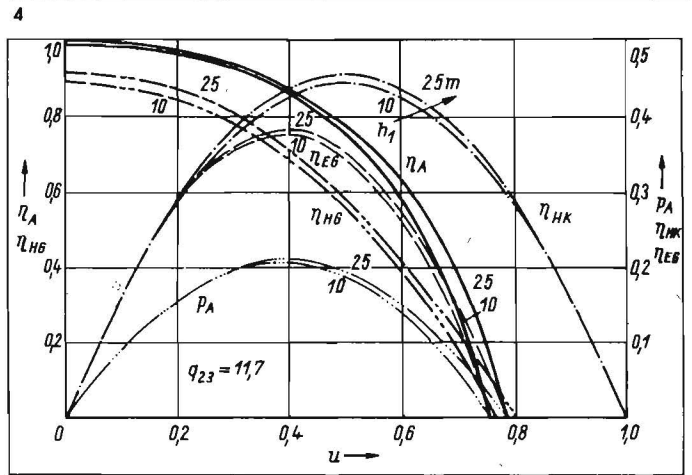
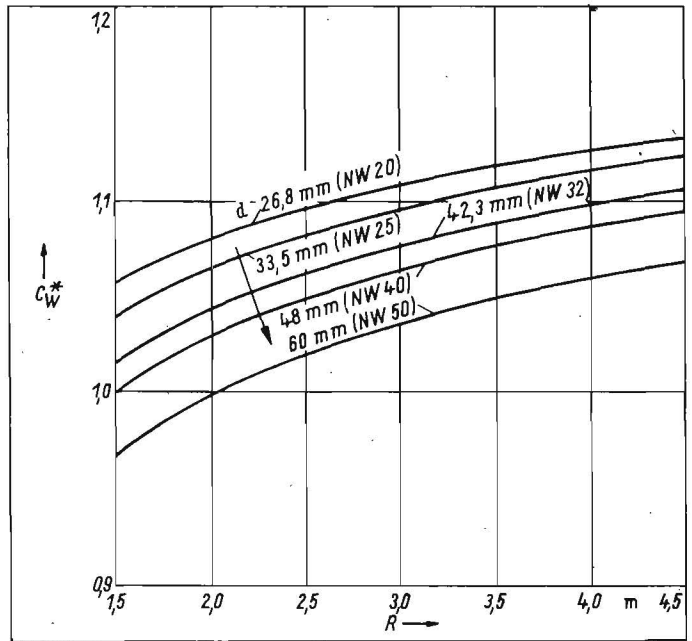
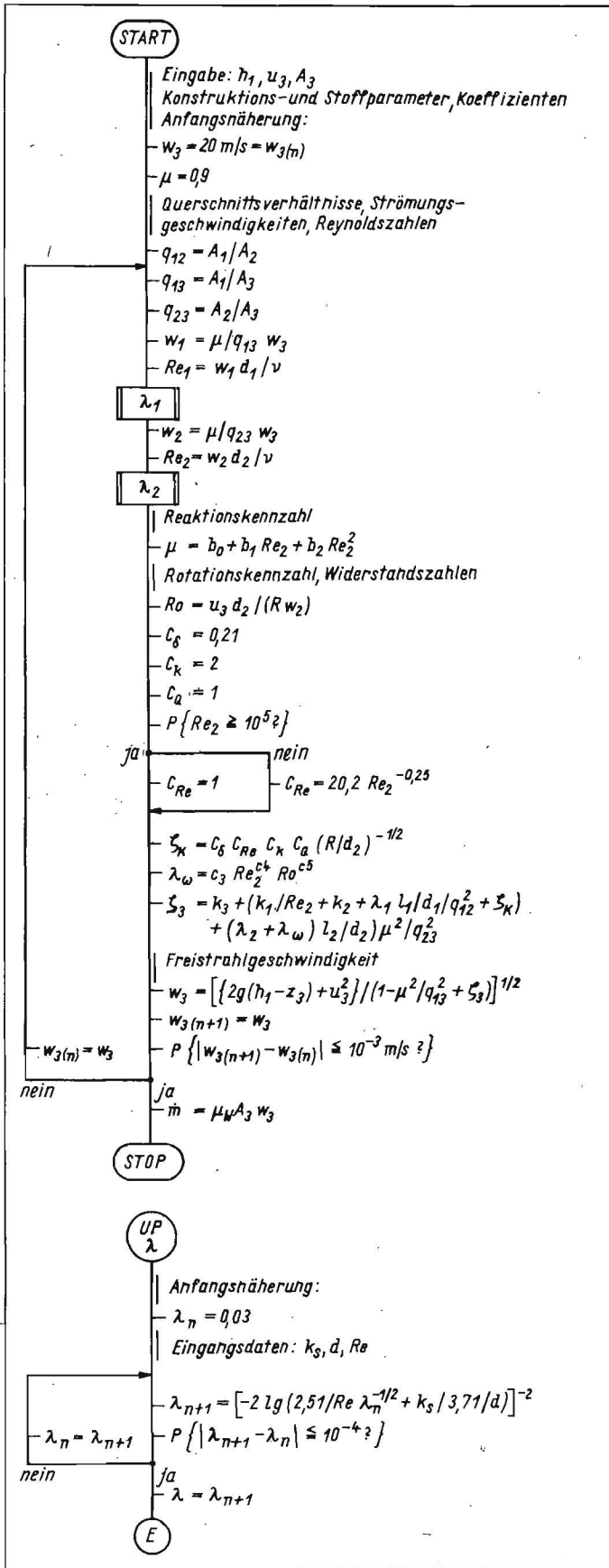


Bild 3
 Programmablaufplan zum iterativen Ermitteln des Massstroms u. a. Größen bei vorgegebenen Parametern am Rotor eines hydroreaktiven Antriebs

Gl. (2b) und in die Ausgangsleistung der Freistrahlen

$$P_F = \dot{m}(w_3 - u_3)^2/2. \quad (15)$$

Die hydrokinetische Antriebsleistung ist unter Abzug der sekundärseitigen Verluste – mechanische Verluste infolge Luftwiderstand und Lagerreibung sowie zur Strahlauflösung mit Hilfe einer Prallplatte – als mechanische Abtriebsleistung am Rotor zur Übertragung auf das Fahrwerk verfügbar. Der Luftwiderstand, der zunächst experimentell bestimmt wurde [6], nimmt unter dem Einfluß der Rotationsgeschwindigkeit nicht vernachlässigbare Werte an. Die Vorausermittlung kann mit Gl. (16) und Bild 4 näherungsweise erfolgen:

$$M_L = \rho_L d c_w R^2/4 u_3^2. \quad (16)$$

Bild 4
 Abhängigkeit des ersatzweisen Widerstandsbeiwerts für Zylinderstäbe von geometrischen Abmessungen zur Berechnung des Luftwiderstands

Zur Strahlauflösung wird empfohlen, an einer Düse eine quadratische Prallplatte unter einem Anstellwinkel zur Strahlachse von etwa 15 bis 20° anzuordnen. Der dadurch bedingte Leistungsverlust – symmetrische Aufteilung des Massstroms am zweiarmligen Rotor vorausgesetzt – beträgt

$$P_{PV} = \dot{m}/2 u_3 w_3 \sin^2 \alpha. \quad (17)$$

Entsprechend den Leistungsanteilen und ihrer Zuordnung zu Ein- und Ausgangsgrößen oder Aufwands- und Nutzgrößen lassen sich mehrere Wirkungsgrade definieren, deren Verläufe in Abhängigkeit von Betriebspara-

$$Ro = u_3 d_2 / (R w_2). \quad (12)$$

Der Berechnungsablauf vollzieht sich nach einem iterativen Algorithmus (Bild 3), der weitere Grundlagen der Rohrströmung [4, 5] enthält.

2.2. Leistungsbilanz

Die aus der Basisrohrleitung abgezweigte Flüssigkeit unter der statischen Druckhöhe h_1 für einen Fahrwerkantrieb führt dem Rotor

gleichzeitig die hydraulische Eingangsleistung zu:

$$P_E = \dot{m}[w_1^2/2 + g(h_1 - z_3)]. \quad (13)$$

Sie teilt sich primär in die hydraulische Verlustleistung

$$P_{RV} = \dot{m} \zeta_3 w_3^2/2, \quad (14)$$

in die hydrokinetische Antriebsleistung nach

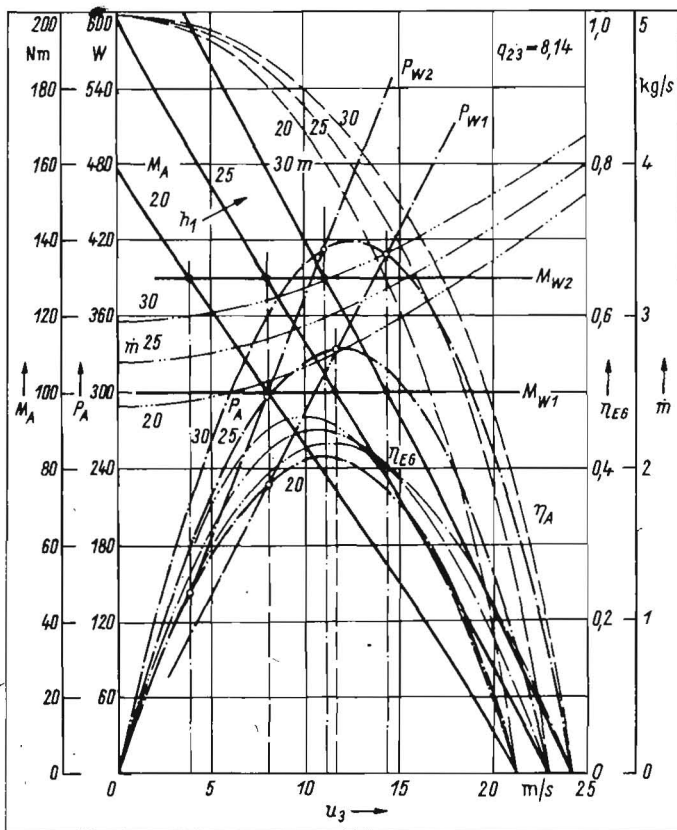


Bild 6
Beispiel eines berechneten Betriebskennfelds des hydroreaktiven Antriebs mit gewählten Widerstandslinien M_{W1} und M_{W2} und sich ergebenden Arbeitspunkten

eine experimentelle Prüfung und möglichst die Bestimmung der dazugehörigen Koeffizienten. Damit ist jeder Nutzer der vorliegenden wissenschaftlich-technischen Grundlagen aufgefordert, zum Gewinnen von weiteren Daten für einen zu erarbeitenden Konstruktionskatalog beizutragen. Es besteht die Möglichkeit, den an der Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg vorhandenen Versuchsstand für die Ermittlung von Konstruktions- und Betriebsparametern bei vorgegebenen Leistungs- und Niederschlagsanforderungen in Auftragsarbeit zu nutzen. Bei den durchgeführten Untersuchungen blieb die Gestaltung von Fahrwerken und ihrer Antriebe unberücksichtigt. Widerstände wurden durch eine mechanische Bremse simuliert.

4. Zusammenfassung

Hydroreaktive Antriebe sind geeignet, Antriebs- und Verteilfunktion bei niedriger Druckhöhe für Beregnungsmaschinen energetisch und agrotechnisch günstig zu realisieren. Ausgehend vom Wirkprinzip und einem Berechnungsmodell werden die Grundlagen zum Ermitteln von Massestrom und Antriebsleistung sowie die Anteile der Verlustleistungen entwickelt. Die Abhängigkeit wichtiger Größen als Kennlinien antriebsseitig über der Umfangsgeschwindigkeit und der Widerstandskennlinien fahrwerksseitig führen zu stabilen Arbeitspunkten.

Dem Betriebskennfeld ist die Beeinflussbarkeit des Betriebszustands hinsichtlich eines energetischen Optimums zu entnehmen. Kriterien sind maximale Wirkungsgrade im Betrieb. In bezug auf die Niederschlagsstruktur wird eine Gestaltungsvariante des Rotors vorgeschlagen, die an unterschiedliche Forderungen anpaßbar ist.

Literatur

- [1] Streitenberger, H.; Müller, N.: Experimentelle Untersuchungen eines hydroreaktiven Antriebs auf der Grundlage des Segnerschen Wasserrades für die Beregnungstechnik. agrartechnik, Berlin 33 (1983) 11, S. 517-519.
- [2] Queitsch, K.: Wissenschaftlich-technische Grundlagen für die Entwicklung hydroreaktiver Rotationsantriebe und ihre Anwendung zum Gestalten und Bemessen von Fahrtrieben mobiler Beregnungsmaschinen. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Dissertation B 1984.
- [3] Streitenberger, H.: Experimentelle Untersuchungen eines hydroreaktiven Antriebs auf der Grundlage des Segnerschen Wasserrades für die Beregnungstechnik. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Diplomarbeit 1982 (unveröffentlicht).
- [4] Liepe, F.: Strömungslehre. In: Häußler, W.; Kortum, H.: Taschenbuch Maschinenbau Bd. 1/1 Grundlagen, Abschn. 4. Berlin: VEB Verlag Technik 1978.
- [5] Naue, G., u. a.: Technische Strömungsmechanik I. Leipzig: VEB Dt. Verlag für Grundstoffindustrie 1979.
- [6] Queitsch, K.: Zur Methodik der experimentellen Ermittlung des Luft- und Reibungswiderstands rotierender Teile. Maschinenbautechnik, Berlin 32 (1983) 11, S. 499-502. A 4181

metern zur Beurteilung des Betriebsverhaltens mit herangezogen werden (Bild 5).

2.3. Fahrwiderstand und Betriebskennlinien des hydroreaktiven Antriebs

Antriebstechnisch stehen Antriebs- und Abtriebsseite im Drehmomentengleichgewicht. In Abhängigkeit vom Fahrwiderstand wird das abgeforderte Drehmoment am Rotor mit dem von der Umfangsgeschwindigkeit abhängigen Rotorabtriebsmoment verglichen. Bei grafischer Darstellung der Kennlinien ergibt sich der Arbeitspunkt als Schnittpunkt der Antriebskennlinie mit der Widerstandskennlinie, woraus die aktuelle Geschwindigkeit ermittelt wird. Zusätzlich eingezeichnete Größen im Verlauf erweitern die Informationen über Möglichkeiten der Einflußnahme auf günstige Betriebspunkte (Bild 6). Fahrwiderstandslinien ergeben sich aus

$$M_W = F_N(\rho \cos \gamma + \sin \gamma) r_W / (i_G \eta_G) \quad (18)$$

und

$$P_W = M_W u_3 / R. \quad (19)$$

Aus dem Betriebskennfeld ist der Einfluß der Druckhöhe h_1 und der Lage der Widerstandslinien auf die Arbeitspunkte erkennbar. Durch Drosseln des Massestroms können h_1 und u_3 verändert werden. Dabei sind für den energetisch günstigen Betrieb maximale Wirkungsgrade anzustreben, und für den Fall der erforderlichen Fahrwerksynchronisation ist die Fahrgeschwindigkeit bis zum Ausrichten der Basisrohrleitung zu verändern. Betriebstechnisch günstig ist der Verlauf der Drehmomentenlinie M_A zu beurteilen, der eine Drehmomentenreserve von fast 100 % bedeutet.

3. Schlußfolgerungen für die Nutzung der wissenschaftlich-technischen Grundlagen

Die vorgestellten Grundlagen (Auswahl) gelten für das Berechnungsmodell nach Bild 2 bei tangential angeordneten Düsen. Dabei ist die mittlere Niederschlagsintensität bei Volumenströmen um $9 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einer Wurfweite von etwa 9 m wesentlich zu hoch. Die Ausstattung einer Düse mit Prallplatte und Ändern der Strahlrichtung der anderen Düse um einen Winkel γ bis rd. 30° zur Tangente in der Horizontalen sowie das Anstellen der Düse um einen Winkel δ von etwa 30° nach oben zur Horizontalen ermöglichen das Vergrößern der Wurfweite des Freistrahls. Die Düse mit Prallplatte übernimmt so die Benetzung der inneren Kreisfläche bei halbem Volumenstrom, während der nach außen gerichtete Freistrah eine sich anschließende Kreisringfläche bei deutlich verringerter Niederschlagsintensität benetzt. Die Antriebskräfte in Umfangsrichtung werden jedoch nur in ihren Komponenten wirksam und vermindern sich deshalb.

Antriebsleistung und Niederschlagsintensität werden entscheidend durch den Düsendurchmesser beeinflusst, wodurch der Massestrom verändert wird. Damit ist eine einfache Anpassung an unterschiedliche Leistungs- und Niederschlagsanforderungen auch innerhalb einer Beregnungsmaschine möglich.

Für die strömungsmechanischen Grundlagen liegen erste Ergebnisse für gewählte Abmessungen von Rotorteilen nach [2] vor. Jede Veränderung der Abmessungen und konstruktiven Gestaltung erfordert zunächst