

draulikpumpen kennzeichnet deren Schädigungszustand in besonderem Maß. Ausgehend von mehrjährigen Ergebnissen in Diagnosestationen des Bezirks Rostock wird der zeitliche Förderstromverlauf zur Ermittlung der Lebensdauer von Hydraulikpumpen der Traktoren ZT 300/303, MTS-50/52 und MTS-80/82 benutzt.

Literatur

- [1] Hlawitschka, E.: Technische und ökonomische Gesichtspunkte für automatisierungsgerechte Antriebskonzeptionen von Landmaschinen. agrartechnik, Berlin 33 (1983) 10, S. 438-440.
- [2] Hlawitschka, E.: Beitrag zur Strategie und zur Quantifizierung von Schädigungsgrenzen für hydrostatische Baugruppen – dargestellt am Bei-

- spiel der Zahnrادpumpen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Dissertation B 1978.
- [3] Wosniak, R.: Experimentelle und theoretische Leckverlustanalyse in Zahnrادpumpen und Bestimmung von Aussonderungsgrenzen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Dissertation 1981.
- [4] Wolff, G.: Theoretisch-experimentelle Bestimmung der Lässigkeitsverluste an Axialkolbenpumpen unter dem Aspekt der Ermittlung von Schädigungsgrenzen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Abschlußbericht 1977 (unveröffentlicht).
- [5] Schrader, K.: Schäden und Berechnungen an gummielastischen Dichtungen. Berichtsband der 3. Fachtagung „Hydraulik und Pneumatik“, Teil 2, Dresden 1979.
- [6] Roschig, D.: Auswahl von Hydraulikpumpen für Traktoren unter Berücksichtigung ihres Schädigungs-Nutzungsdauer-Verhaltens. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Diplomarbeit 1983 (unveröffentlicht).

- [7] Betzel, H.: Technologisch-ökonomische Auswertung betrieblicher Unterlagen über den Maschineneinsatz im VEG(P) Gransebieth-Grimmen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Meliorationswesen und Pflanzenproduktion, Großer Beleg 1983 (unveröffentlicht).
- [8] Fischer, D.: Technologisch-ökonomische Auswertung betrieblicher Unterlagen über den Maschineneinsatz in der LPG Bobitz. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Meliorationswesen und Pflanzenproduktion, Großer Beleg 1983 (unveröffentlicht).
- [9] Köhler, H.: Einstell-, Prüf- und Aussonderungskennwerte für Hydraulikanlagen. Landtechnische Informationen, Leipzig 22 (1983) 1, Beilage. A 4300

Ergebnisse schädigungsanalytischer Untersuchungen an getriebetechnischen Baugruppen

Prof. Dr. sc. techn. J. Müller, KDT

Mit Bildung der Sektion Landtechnik an der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock wandte sich die getriebetechnische Forschung an dieser Bildungseinrichtung spontan den aktuellen Fragen der Schädigung getriebetechnischer Baugruppen [1] zu, und aufgrund analoger Vorgehensweise bei schädigungsanalytischen Untersuchungen für hydraulische und getriebetechnische Bauelemente schlossen sich die Mitarbeiter für die Lehrgebiete „Getriebetechnik“ und „Hydraulik“ zu einem Forschungskollektiv zusammen, in das weiterhin Forschungskapazität des Kollektivs „Meßtechnik“ integriert wurde. Das gemeinsame Forschungsthema „Schädigung und Schädigungsgrenzen getriebetechnischer und hydraulischer Baugruppen einschließlich ihrer technischen Diagnose“ trägt sowohl aktuellen als auch perspektivischen Forderungen Rechnung. Schädigungsanalytische Untersuchungen liefern die Voraussetzungen zum Ableiten von rationalen Instandsetzungs- und Diagnosemaßnahmen, sind aber auch gleichzeitig Grundlage für ein gezieltes Entwickeln von Verfahren zur Berechnung und Konstruktion von Bauteilen und Baugruppen mit gesichertem Zuverlässigkeitsniveau.

Der interdisziplinäre Zusammenschluß von Wissenschaftlern der Wissenschaftsbereiche „Theorie der Maschinen und Mechanismen“ sowie „Erhaltung“ in dem o. g. Forschungskollektiv schafft die Voraussetzung dafür, komplexe Aufgaben der genannten Art in Angriff zu nehmen und einen Beitrag zum Realisieren der folgenden volkswirtschaftlichen Zielstellungen zu leisten:

- Minimierung des Ersatzteilbedarfs
- Minimierung materialökonomischer Kennzahlen.

Es entstand eine Reihe grundsätzlicher Arbeiten [2, 3, 4], die die Basis für die Entwicklung des in der Landtechnik eingeführten komplexen Meßgerätesystems DS 1000 [5, 6] oder für die Schlußfolgerung zum Ableiten von Maßnahmen für Instandhaltung, Entwicklung und Fertigung hydraulischer [7, 8, 9, 10] und getriebetechnischer Baugruppen bilden.

Außerdem sei darauf hingewiesen, daß im Rahmen schädigungsanalytischer Untersuchungen gewonnene Erkenntnisse keineswegs nur Antwort auf die eigentliche, die Untersuchung auslösende, schädigungsbezogene Fragestellung gaben, sondern darüber hinaus auch Neuentwicklungen von Geräten und technologischen Verfahren als zusätzliche Überführungsleistung lieferten.

Am Beispiel gleichmäßig und ungleichmäßig übersetzender Getriebe soll für eine Reihe gewonnener Erkenntnisse der breite Wirkungsbereich ableitbarer Maßnahmen gezeigt werden.

1. Methode der systematischen Schädigungsanalyse

Ausgehend von der Tatsache, daß nicht jede Frage nach dem Schädigungsverhalten einer Baugruppe, einer Paarung oder eines Einzelteils als Antwort eine Auskunft über quantifiziertes Nutzungsdauerverhalten in Abhängigkeit von bestimmten Einflußparametern erwartet, sondern vielfach Fragen nach zunächst überschaubareren Zusammenhängen anliegen, deren Antworten bereits erheblichen ökonomischen Gewinn versprechen, unterscheidet die Methode der systematischen Schädigungsanalyse [11, 12, 13] drei Stufen.

1. Ordnung

Analyse der einzelnen Schadteile und Schäden nach

- Schadenshäufigkeit je Schadstelle
- Schadensform und ihrer Häufigkeit

Im Ergebnis sind die maßgebenden Schadensformen und Schadstellen zu eliminieren.

2. Ordnung

Analyse der Schäden von maßgebendem Einfluß nach

- Schadensursache

– Wirkung der einzelnen Schäden auf andere Bauteile und die gesamte Baugruppe
Im Ergebnis ist eine qualitative Aussage über die Wechselwirkung zwischen primären Ein-

flußfaktoren und der infolge von technisch-physikalischen Schädigungsvorgängen (Verschleiß, Korrosion, Ermüdung, Überlastung, Alterung) hervorgerufenen schadhafte Veränderungen an Einzelteilen, Paarungsstellen und der gesamten Baugruppe zu treffen.

Die Wechselwirkung zwischen Schädigungsursache und Schaden läßt sich nach Blockbildart [14] anschaulich darstellen. Zu den primären Einflußfaktoren gehören:

- systembedingte Einflüsse
- unzulängliche Herstellung
- Betriebs- und Umwelteinflüsse.

Ein speziell entwickeltes Leitblatt [15] gibt Hilfestellung und Anleitung zum Auffinden und bildlichen Darstellen des Wirkungsmechanismus.

Aus dem Wirkungsmechanismus der Schädigung lassen sich unmittelbar ableiten:

- Kenngrößen, die eine quantifizierte Aussage über den Schädigungszustand bestimmter Paarungen oder der gesamten Baugruppe gestatten und die folglich bei entsprechender meßtechnischer Erfassbarkeit als Diagnoseparameter [11, 12] geeignet sind
- Maßnahmen zur gezielten Schadbekämpfung.

3. Ordnung

Quantifizierung der schädigungsbedingten Einflüsse und ihrer Auswirkungen, um im Endergebnis Aussagen über quantifizierte Schädigungsgrenzwerte und quantifiziertes Schädigungs-Nutzungsdauer-Verhalten, und zwar in Abhängigkeit von den einwirkenden Einflußgrößen, treffen zu können.

2. Kurbelgetriebe

Für eine ökonomische Instandsetzung von Verbrennungsmotoren ist entscheidend, ob sich der Zustand des Schubkurbelgetriebes demontagelos einschätzen läßt. Die zielgerichtete Entwicklung von hierfür geeigneten Diagnoseverfahren setzt schädigungsanalytische Kenntnisse über das Schädigungsverhalten dieser Baugruppe und damit vorwiegend der einer Abnutzung unterliegenden

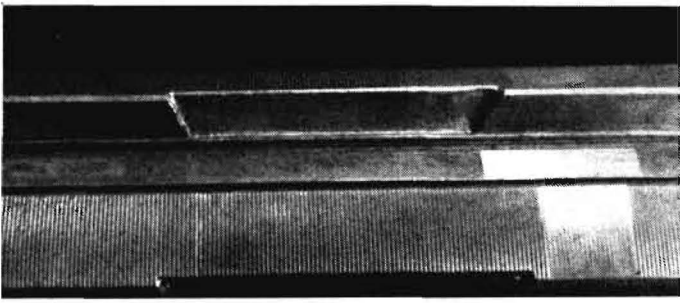


Bild 1
Geschädigte Keilwelle

Bauteile oder Paarungsteile (Gelenkstellen) voraus. Aus diesem Anlaß durchgeführte schädigungsanalytische Untersuchungen liefern für den Motor 6 VD folgende Aussagen:

- Die verschleißbedingte Abnutzung im Gelenk Kolben-Kolbenbolzen ist gegenüber derjenigen in den Paarungsstellen Kurbelwelle-Pleuel und Kolben-Gleitbuchse zu vernachlässigen [16].
- Eine annähernd gleiche Verschleißgeschwindigkeit von Pleuel- und Kurbelwellenlager ist festzustellen [16].

Diese Erkenntnis gestattete die Entscheidung, die Entwicklung von Diagnoseverfahren ausschließlich auf die Zustandsbestimmung von Kurbelwellenlagern und der Lagerstellen Kolben-Gleitbuchse zu konzentrieren. Nach Aufstellen des Wirkungsmechanismus der Schädigung des Schubkurbeltriebes im Verbrennungsmotor gelang es, Parameter abzuleiten, die in unmittelbarem Zusammenhang mit der betreffenden Schädigungsgröße stehen und einer meßtechnischen Erfassung zugänglich sind [11], also folglich als Diagnoseparameter herangezogen werden können.

Der Arbeitszyklus des Dieselmotors erfolgt bekanntlich determiniert. Damit findet - aufgrund der einwirkenden Kräfte - stets zum gleichen Zeitpunkt der Anlagewechsel miteinander gepaarter Gelenkelemente [17] statt. Dieser sich stoßartig vollziehende Anlagewechsel - für die Kolben-Gleitbuchsen-Paarung als Kolbenkipstoß bezeichnet - führt zum Entstehen und Abstrahlen eines akustischen Signals, das die genannten Forderungen an einen Diagnoseparameter erfüllt.

Die Nutzung dieser Erkenntnisse für die technische Diagnose im Rahmen der Instandhaltung führte folgerichtig zum Quantifizieren der Abhängigkeit zwischen den Parametern des akustischen Signals und dem Gelenkspiel (Schädigungsgröße) in den betreffenden Paarungen sowie im weiteren zum Entwickeln geeigneter elektronischer Gerä-

tetechnik für das Messen, Verarbeiten und Bewerten des akustischen Signals [16, 18]. Die multivalente Einsetzbarkeit dieser Geräte wirkt sich zweifellos günstig auf die Ökonomie der Diagnose des Schubkurbeltriebes aus. Wie sich nachträglich herausstellte, kann das entwickelte Gerät STROB IV [19] nicht nur in der technischen Diagnostik, sondern auch in weiteren möglichen Einsatzgebieten [18], wie z. B. zur Prüfung elektroakustisch-elektronischer Wandlerprinzipie, angewendet werden.

Darin ist ein Beispiel zu sehen, daß die Aufwendungen für schädigungsanalytische Untersuchungen nicht nur durch ihre Verwertung für den eigentlichen Zweck, sondern auch für weitere, zunächst nicht vorgesehene Bereiche ökonomisch wirksam werden können.

3. Rädergetriebe

Der Bedarf an Diagnosegeräten für Rädergetriebe resultiert aus dem Bestreben, durch richtiges Erkennen zu erwartender unzulässiger Schädigung, einen unplanmäßigen Ausfall eines Getriebes und der damit ausgerüsteten Landmaschine zu vermeiden.

Schädigungsanalytische Untersuchungen konnten nachweisen [20, 21], daß bestimmte Maschinenteile (z. B. Wälzlager) vielfach zuerst geschädigt werden und erst wenn deren Schadensgrenze überschritten wird, schließlich mit Nachfolgeschäden an der Verzahnung zu rechnen ist.

Auch der Zustand von hochbelasteten und wechselsinnig belasteten Welle-Nabe-Verbindungen im Getriebe erfordert eine Überprüfung, denn eine schädigungsbedingte Spielvergrößerung in der Verbindung kann zu übermäßiger zusätzlicher Belastung und damit zur Nachfolgeschädigung weiterer Elemente des Getriebes führen. Daraus leitet sich der für eine planmäßige und ökonomische Entwicklung von Diagnosegeräten bedeutsame Hinweis ab, die Neuentwicklung von Diagnoseverfahren vordringlich auf die Zustandsermittlung von sich zuerst abnutzenden Lagerungen zu konzentrieren [22].

Aus Bild 1 ist die stark vorangeschrittene Abnutzung einer Keilwelle deutlich erkennbar. Der Zentrierungsdurchmesser ist nur unwesentlich abgenutzt, während die Zahnflanken einen beachtlichen Verschleißbetrag aufweisen [20, 23, 24]. Dieses Schadbild ist kennzeichnend für hochbelastete Keilwellen und stellt sich durch schädigungsbedingtes Vergrößern des in der ungenutzten Verbindung zum Zweck der Montage vorgesehenen Verdrehspiels ein (Montagespiel).

In bestimmten Betriebsphasen (Anfahr- und Auslaufvorgänge, Bremsverzögerungen, Schaltprozesse) kommt es zur wechselnden Beanspruchung in der Verbindung (Bild 2), die im Zusammenwirken mit einem vorhandenen Verdrehspiel (Montagespiel, durch Schädigung hervorgerufenen Verdrehspiel) zu Kontaktstößen führen [25]. Dabei ist die Größe der Belastung (Moment in der Welle) abhängig von der Größe der Erregerfrequenz, wie im Bild 3 für drei Spielstufen veranschaulicht. Für eine untersuchte Verbindung konnte nachgewiesen werden, daß schon bei einem Verdrehspiel von $0,5^\circ$ (entspricht etwa Montagespiel) die Belastung infolge Kontaktstoß das Zwei- bis Dreifache derjenigen in einer Verbindung ohne Verdrehspiel betragen kann. Analoge Erscheinungen treffen für wechselseitig beanspruchte Kupplungsteile und Zahnradpaarungen zu [26, 27].

4. Rollenkettengetriebe

Werden schädigungsanalytische Untersuchungen an normal genutzten Erzeugnissen der laufenden Serienproduktion durchgeführt, lassen sich die gewonnenen Ergebnisse bereits unmittelbar zum Verbessern von Qualität und Gebrauchswert nutzen. Dafür einige Beispiele.

Verbesserte Pflege und Wartung

Fabrikneue, ungenutzte Rollenketten liefert der Hersteller konserviert aus. Diese Konservierung gewährleistet nur eine sog. Einlaufschmierung, die spätestens nach 14 Betriebsstunden verbraucht ist. Spätestens zu diesem Zeitpunkt muß eine Schmierung erfolgen, weil sonst die abnutzungsfördernde Wirkung der Trockenreibung eintritt. Die Ergebnisse von Langzeituntersuchungen lassen die bestehende Abhängigkeit deutlich werden (Bild 4). Schon 4 Tropfen Öl je Minute genügen, um den Verlauf der Verschleißkurve unterhalb vorgegebener Grenzen zu halten. Dabei sind keine besonderen Anforderungen an die Ölqualität einzuhalten, es können regenerierte Altöle zum Einsatz kommen [28].

Die Ergebnisse, die aus schädigungsanalytischen Untersuchungen über den Einfluß von Schmier- und Umweltbedingungen gewonnen wurden, fanden in der „Arbeitsanleitung Rollenkettengetriebe“ [29] ihren Niederschlag. Um von der Notwendigkeit und Planmäßigkeit bestimmter Maßnahmen der vorbeugenden Instandhaltung zu überzeugen, enthält diese Arbeitsanleitung nicht eine bloße Auflistung erforderlicher Pflege- und Wartungsmaßnahmen, sondern erläutert Schäden und Schadensursachen, die es zu verhüten oder zu vermindern gilt, anschaulich. Dadurch gelang es, das Verständnis für die Sorgfalt der zu realisierenden Pflege- und Wartungsmaßnahmen zu wecken und in den betreffenden Betrieben den Rollenkettenbedarf beachtlich zu senken.

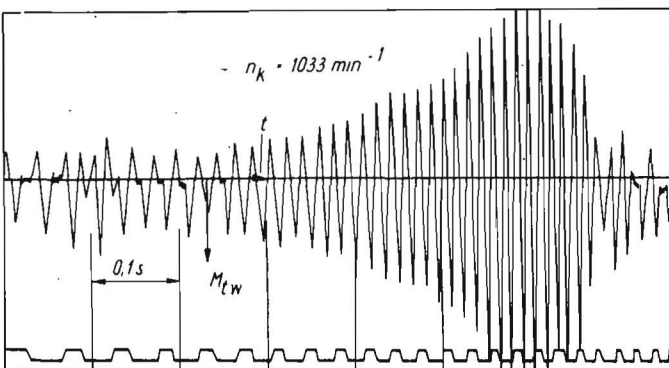


Bild 2
Wechselnde Beanspruchungen in einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung beim Durchfahren einer kritischen Drehzahl; n_k kritische Drehzahl, t Zeit, M_{tw} Drehmoment der Welle

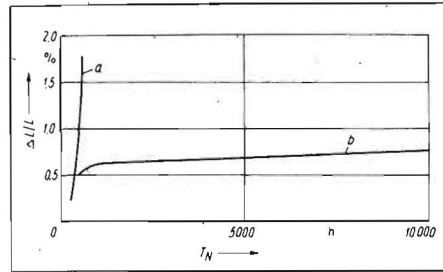
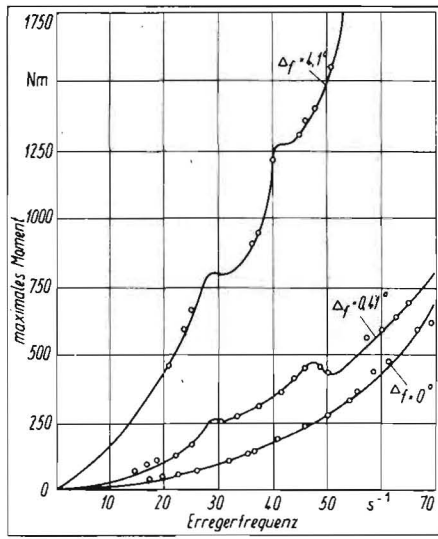


Bild 4. Senkung des Rollenkettenverschleißes durch Schmierung; a) ohne Schmierung, b) Schmierung mit 4 Tropfen Öl je Minute $\Delta L/L$ relative Kettenlänge, T_N Nutzungsdauer

Bild 3. Momentenstöße bei zunehmender Erregerfrequenz; Δ , Verdrehspiel

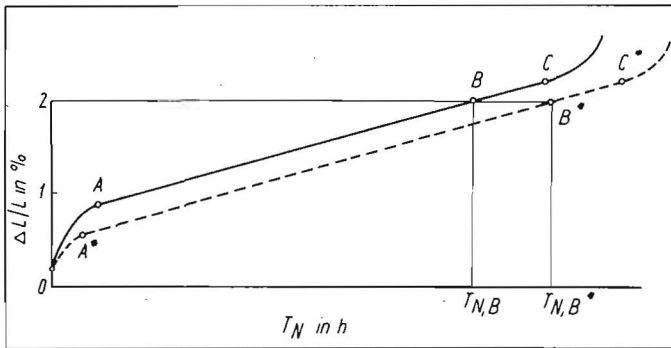


Bild 5. Verschleißkurve für Rollenketten; A Ende der Einlauflänge, B Aussonderungsgrenze, C Ende der angenähert linearen Längenzunahme — herkömmliche Fertigung --- Fertigung mit modernen Fertigungsmitteln

Verminderung der Einlauflänge

Die Verschleißkurve der Rollenkette nimmt bei ordnungsgemäßen Betriebsbedingungen den im Bild 5 dargestellten Verlauf. Der Bereich der sog. Einlauflänge bis zum Punkt A ist entscheidend, wie schädigungsanalytische Untersuchungen nachwiesen, von der Qualität des Rollenketten gelenks abhängig, die durch die Güte der Sitzverhältnisse der Bolzen in ihren Außenlaschen und der Buchsen in ihren Innenlaschen bestimmt wird. Diese Sitzverhältnisse verbessern sich in

dem Maß, wie der Traganteil der Laschenbohrung zunimmt.

Für eine Fertigung der Laschenbohrung im herkömmlichen Stanzverfahren ließ sich lediglich ein Traganteil von etwa 30 % nachweisen. Durch ein Verbessern der Fertigungstechnologie und die Einführung des Feinschneidens gelang es, den Traganteil auf 80 bis 90 % zu steigern. Einen deutlichen Einblick in die unterschiedliche Qualität der Lochwandung gibt Bild 6 für gestanzte und feingschnittene Laschenbohrungen gleich-

chen Rollenketten typs. Während die feingschnittene Laschenbohrung einen für hohen Traganteil notwendigen glatten Verlauf der Lochwandung aufweist, sind bei der gestanzten Laschenbohrung Unregelmäßigkeiten und Verquetschungen nicht zu übersehen, die den Traganteil erheblich reduzieren. Ihr Entstehen ist damit zu erklären, daß der Werkzeugstempel den Werkstoff vor sich her schiebt und kein ausreichend scharfes Abscheren stattfindet. Es bilden sich Aufbauschneiden, die schließlich, wenn die Spannungen zu groß werden, abreißen. Mikrorißbildung ist unausbleiblich.

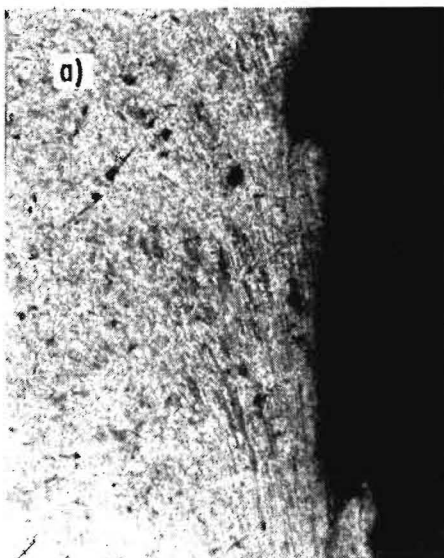
Diese und weitere, in diesem Beitrag nicht näher erläuterte Maßnahmen, die sich aus Ergebnissen schädigungsanalytischer Untersuchungen ableiten, trugen wesentlich zum Verbessern der Fertigungsqualität bei, erforderten jedoch einen erheblichen Aufwand an Investitionen. Es gelang dadurch, den Endpunkt der Einlaufphase wesentlich früher (rd. 45 %) und die Längenzunahme niedriger (rd. 60 %) nach A* (Bild 5) zu legen. Neben der dadurch bedingten geringeren Wartungsarbeit (verringertes Nachspannen) ließen sich eine Gebrauchswertsteigerung mindestens um 25 % nachweisen sowie der Ersatzteil- und Importbedarf in gleichem Maß senken [30].

Verbesserte Härtevorschrift

Die Anwender von Rollenketten können deren Qualität nicht unmittelbar beeinflussen, sondern lediglich, wenn sie auf Gütesicherung ihres Produktes Wert legen, eine Qualitätsprüfung der Rollenketten veranlassen. Anders ist es bei Kettenrädern, denn sie stellt der Anwender (Finalproduzent) meistens in Eigenfertigung her. Nicht ausreichendes Beachten oder auch fehlende standardmäßige Festlegungen können zu Fertigungsvorgaben führen, die einen nicht unerheblichen Einfluß auf die Minderung der Nutzungsdauer von Kettenrädern – und damit auch von Rollenketten – nehmen, da eine Wechselwirkung der Schädigung beider Getriebe-teile unvermeidbar [28] ist.

Beispielsweise wird der Wärmebehandlung der Kettenräder vielfach nicht die notwendige Aufmerksamkeit geschenkt. Falsche Wärmebehandlung der Zahnflanken von Kettenrädern (Bild 7) läßt den, dafür getriebenen technologischen Aufwand ökonomisch nicht voll zur Wirkung kommen. Ungenügende detaillierte Festlegungen in Standards oder in werkseigenen Festlegungen [31] veranlassen die Erarbeitung einer Härtevorschrift, die von der möglichen Relativbewegung zwischen Rollenkette und Kettenrad ausgeht und die Paarungszonen von Rollenketten und Kettenrad berücksichtigt [32].

Bild 6. Vergrößerte Ausschnitte der Lochwandung; a) gestanzte Laschenbohrung



b) feingschnittene Laschenbohrung



Meßfühler für stoßartige Kontaktkräfte

Der Wirkungsmechanismus der Schädigung für Rollenkettengetriebe [28] macht die Wechselwirkung und den gegenseitigen Einfluß der Schädigung von Rollenketten und Kettenrad qualitativ deutlich. Für ein Dimensionieren des Rollenkettengetriebes mit gesicherten Gebrauchseigenschaften sind die quantitative Kenntnis der einzelnen Einflußparameter und ihre Auswirkungen Voraussetzung [33]. Manche Zusammenhänge sind hierzu noch ungeklärt. Bekanntlich hat der Polygoneffekt [28] beim Rollenkettengetriebe eine dynamische Beanspruchung zur Folge, die durch ungleichmäßigen Lauf, Schwingungen und vor allem durch den sog. Einlaufstoß verursacht wird. Für ein gesichertes

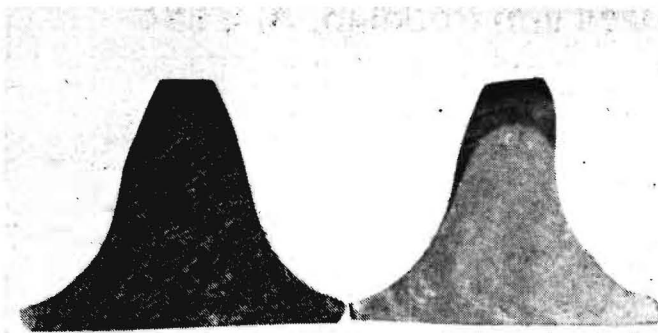
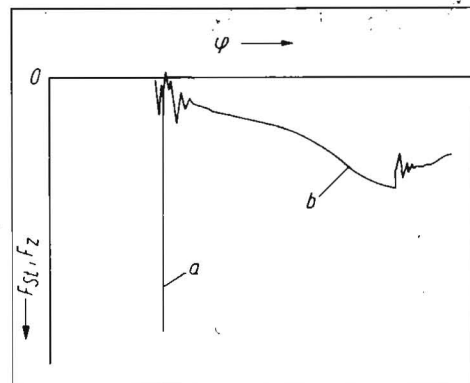


Bild 7
Schliffbild von einer Kettenradverzahnung mit falscher Wärmebehandlung

Bild 9
Kontaktkraftverlauf während des Einlaufvorgangs am Rollenkettengetriebe;
a maximale Einlaufstoßkraft
b aufgebaute Zahnkraft F_z , Einlaufstoßkraft, F_z , Zahnkraft, φ Antriebsdrehwinkel



Dimensionieren eines Rollenkettengetriebes ist somit die Kenntnis des Einlaufstoßes bedeutsam. Ihn rechnerisch oder experimentell zu bestimmen, gelang bisher nur unvollkommen. Erst durch Neuentwicklung eines speziellen Meßfühlers, des sog. Kompaktgebers (Bild 8) [34], konnte die Größe der Einlaufstoßkraft (Bild 9) meßtechnisch erfaßt werden [35].

Die Einsatzmöglichkeit dieses neuentwickelten Kompaktgebers beschränkt sich nicht nur auf den vorgesehenen Zweck der Stoßkraftmessung im Rollenkettengetriebe, sondern ist darüber hinaus dort einsetzbar, wo es gilt, stoßartige Kontaktkräfte zwischen gekrümmten Oberflächen zu messen, weil seine Oberfläche eine unmittelbare Anpassung an die Kontaktfläche der Meßstelle erlaubt [36, 37].

5. Zusammenfassung

Nach knappem Erläutern der Zielstellung der Schädigungsforschung an der Sektion Landtechnik der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock sowie der Methode der systematischen Schädigungsanalyse werden anhand einiger Beispiele für gleichmäßig und ungleichmäßig übersetzende Getriebe die gewonnenen Ergebnisse und Erkenntnisse dargelegt. Diese Darlegungen sollen gleichzeitig deutlich machen, wie sich die Mitarbeiter des

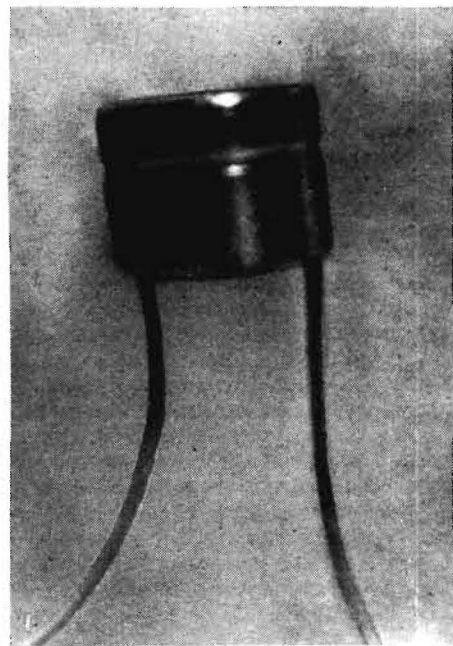
o. g. Forschungskollektivs in enger Zusammenarbeit mit den jeweiligen industriellen Auftraggebern verantwortlich wissen für eine rasche Überführung schädigungsanalytisch gewonnener Erkenntnisse, und zwar nicht nur für das eigentliche Arbeitsziel, sondern darüber hinaus auch in andere Wirkungsbereiche, um auf diese Weise einen besonders hohen ökonomischen und materialökonomischen Gewinn aus Ergebnissen theoretischer und experimenteller schädigungsanalytischer Untersuchungen zu sichern.

Literatur

- [1] Müller, J.: Aktuelle getriebetechnische Forschungsaufgaben. Maschinenbautechnik, Berlin 23 (1974) 7, S. 324–327.
- [2] Troppens, D.; Maack, H.-H.: Verfahrenssystematisierung der Technischen Diagnostik. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Abschlußbericht 1975 (unveröffentlicht).
- [3] Troppens, D.: Elektrisches Meßgerätesystem für die technische Diagnostik von landtechnischen Arbeitsmitteln. agrartechnik, Berlin 31 (1981) 1, S. 10–14.
- [4] Hlawitschka, E.: Beitrag zur Strategie und Quantifizierung von Schädigungsgrenzen für hydrostatische Baugruppen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Dissertation B 1978.
- [5] Maack, H.-H.: Zur Entwicklung von Diagnoseverfahren und Geräten für mobile landtechnische Arbeitsmittel. Schriftenreihe „Zuverlässigkeit und Instandhaltung“, Heft 1. Herausgeber: Bezirksverband Frankfurt (Oder) der KDT, S. 32–38.
- [6] Korn, M.; Schindhelm, K.-H.: DS 1000 – Komplexes Meßgerätesystem für die Diagnose an Dieselmotoren und Hydraulikanlagen. agrartechnik, Berlin 32 (1982) 9, S. 400–401.
- [7] Hlawitschka, E.: Schadensanalytische Untersuchungen an Radialkolbenpumpen des Traktors ZT 300. agrartechnik, Berlin 27 (1977) 1, S. 15–17.
- [8] Hlawitschka, E.; Wosniak, R.: Schadensfälle an vollhydraulischen Lenksystemen. agrartechnik, Berlin 27 (1977) 9, S. 402–404.
- [9] Hlawitschka, E.; Wosniak, R.: Erhöhung der Lebensdauer und Verringerung der Instandsetzungskosten von Zahnradpumpen in mobilen Landmaschinen. agrartechnik, Berlin 31 (1981) 1, S. 40–43.
- [10] Hlawitschka, E.; Wosniak, R.: Schädigungen an hydraulischen Druckstromerzeugern. Wissenschaftliche Zeitschrift der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Mathematisch-Naturwissenschaftliche Reihe 32 (1983) 3, S. 46–50.
- [11] Müller, J.: Zur Ermittlung von Schädigungsgrenzen von getriebetechnischen und hydraulischen Baugruppen. Maschinenbautechnik, Berlin 27 (1978) 3, S. 112–114.
- [12] Müller, J.; Troppens, D.: Zur Technischen Diagnose von getriebetechnischen Baugruppen.

- Maschinenbautechnik, Berlin 25 (1976) 8, S. 350–353.
- [13] Müller, J.: Schädigungsanalyse in der Antriebstechnik. Maschinenbautechnik, Berlin 27 (1978) 10, S. 437–438.
- [14] Müller, J.: The „Damage Mechanism“ of Elements of Mechanism (Wirkungsmechanismus der Schädigung). Proceedings of the V. World Congress on TMM, New York, Montreal 1979.
- [15] Müller, J.: Leitblatt zum Wirkungsmechanismus der Schädigung. Maschinenbautechnik, Berlin 29 (1980) 4, S. 156–157.
- [16] Maack, H.-H.; Troppens, D.: Vibroakustische Diagnoseverfahren für das Kurbelgetriebe von Dieselmotoren. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Abschlußbericht 1981 (unveröffentlicht).
- [17] Lißner, K.; Müller, J.: Experimentelle Untersuchungen über den Einfluß des Pleuellagerspiels auf die Pleuellbeanspruchung des Dieselmotors 4 VD 14,5/12-1. agrartechnik, Berlin 23 (1973) 12, S. 563–566.
- [18] Neumann, G.: Zur vibroakustischen Diagnose der Kolben-Gleitbuchsenpaarung des Dieselmotors. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Dissertation A 1984.
- [19] Maack, H.-H.; Neumann, G.: Entwicklung und Anwendung vibroakustischer Verfahren für die Motordiagnose in der Landtechnik. agrartechnik, Berlin 35 (1985) 1, S. 35–38.
- [20] Müller, J.; Müller, H.: Systematische Schädigungsanalyse an Traktorgetrieben. Tagung Zahnradgetriebe Dresden 1983, Vortragsammelband Teil 2, S. 398–403.
- [21] Müller, J.; Troppens, D.: Möglichkeiten und Probleme der Getriebediagnose. agrartechnik, Berlin 33 (1983) 12, S. 544–546.
- [22] Müller, J.; Troppens, D.: Möglichkeiten und Grenzen für die Diagnose von einstufigen Zahnradgetrieben mit Hilfe von Spielmessungen. agrartechnik, Berlin 34 (1984) 9, S. 419–422.
- [23] Müller, J.; Grewatsch, R.: Schäden an Welle-Nabe-Verbindungen. agrartechnik, Berlin 27 (1977) 11, S. 505–507.
- [24] Müller, J.; Grewatsch, R.: Schädigungsanalyse von Profilverbindungen. Maschinenbautechnik, Berlin 28 (1979) 4, S. 157–159.
- [25] Grewatsch, R.: Untersuchungen zur Bestimmung der Aussonderungsgrenze formschlüssiger Welle-Nabe-Verbindungen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Dissertation A 1981.
- [26] Grewatsch, R.; Müller, J.: Einfluß von Verdrehspiel auf das Betriebsverhalten von Antriebssystemen mit formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen. Maschinenbautechnik, Berlin 31 (1982) 5, S. 218–221.
- [27] Barnick, G.: Möglichkeiten und Methoden zum Festlegen von Aussonderungsgrenzen an Zahnradgetrieben. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Dissertation A 1974.
- [28] Müller, J.; Hagedorn, H.; Klammert, A.: Getriebetechnik – Rollenkettengetriebe. Berlin: VEB Verlag Technik 1983.

Bild 8. Piezoelektrischer Kompaktgeber



Fortsetzung auf Seite 15

Technologische Ergebnisse des Einsatzes von Rodeladern E 684

Prof. Dr. sc. agr. G. Mätzold/Agr.-Ing. M. Potetjuschny/Dipl.-Agr.-Ing. H. Elgeti¹⁾

1. Zielsetzung

Der Einsatz von Rodeladern E 684 hat in den sozialistischen Pflanzenproduktionsbetrieben der DDR eine bedeutende Einsparung an Arbeitskräften in der Kartoffelernte gebracht. Die Einmannbedienung schafft günstige Voraussetzungen für die Organisation der Zweischichtarbeit und damit relativ hohe Verfahrenskapazitäten je Einsatztag. Vorbereitung und Leitung des Einsatzes dieser leistungsfähigen Maschinen stellen hohe Anforderungen. Dabei geht es zum einen um eine maximale technische Auslastung der möglichen Maschinenkapazität, also um eine hohe Flächenkapazität in der produktiven Zeit T_{02} bei Erfüllung der Qualitätsforderungen (Verluste, Beschädigungen). Andererseits ist die zeitliche Ausnutzung, d. h. der Anteil der produktiven Zeit an der Schichtzeit, entscheidend. Auf Ernteflächen mit hohem Steinbesatz und bei ungünstigen Rodebedingungen (nasser, schlecht siebfähiger Acker, Verunkrautung durch Quecken usw.) steigt der Beimengungsanteil im Erntegut. Erhöhter Energieaufwand für Transport und Beschädigungen der Knollen sind die Folge.

Ziele der Untersuchungen waren Aussagen über das Zeitverhalten der Rodelader, über effektive Flächenkapazitäten und über den DK-Verbrauch der Traktoren. Daraus sollen Schlußfolgerungen für den Einsatz der Rodelader E 684 abgeleitet werden.

2. Methoden

Studenten der Fachrichtung Pflanzenproduktion der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock haben während ihres Leitungspraktikums entsprechende Daten gesammelt und in Diplomarbeiten [1 bis 8] oder in dem geforderten „Technologie-Beleg“ [9] ausgewertet. Sie führten als Schichtleiter für ihren Erntekomplex ein Schichtbuch sowie – gemeinsam

mit den Mechanisatoren – Bordbücher für jeden Rodelader. Im einzelnen galten die im Wissenschaftsbereich Technologie der Sektion Landtechnik der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock erarbeiteten Methoden zu technologischen Untersuchungen beim Maschineneinsatz [10].

Subjektive und objektive Gründe führten dazu, daß keine einheitliche Qualität des Datenmaterials erreicht wurde. So fehlen in einigen Betrieben die Kennzahlen über den DK-Verbrauch und z. T. auch die Kennzahl „technologische Verfügbarkeit“. Eine mathematisch-statistische Auswertung wurde nur für die Kennzahlen der Flächenkapazität in ha/h (T_{02}) bzw. in ha/h (T_{08}) vorgenommen.

Tafel 1 enthält eine Übersicht über die Untersuchungsbetriebe im Bezirk Schwerin und im Bezirk Rostock). In der LPG(P) „IX. Parteitag“ Broderstorf, Bezirk Rostock, konnten fünf aufeinanderfolgende Jahre analysiert werden. In allen Betrieben ist die Kartoffelproduktion ein profilbestimmender Zweig.

3. Analyse der Kampagnezeit

Der Termin des Beginns der Kartoffelernte wird entscheidend vom Abschluß der Mähdruschernte, vor allem der Strohbergung, bestimmt. Die Kampagne 1980 zeigt deshalb einen späten Beginn und auch einen späten Abschluß der Kartoffelernte (Tafel 2). Die Anzahl von wetterbedingten Nichteinsatztagen (T_{104}) in diesem Jahr war zwar gering, aber es gab eine große Anzahl regenbedingter Ausfallstunden. Im Betrieb Pre ergaben sie eine Zeitsumme von 10 Schichten. Wenn die Getreideernte früh abgeschlossen wird, kann auch die Kartoffelernte – wie z. B. im Jahr 1982 – bis Ende September/Anfang Oktober beendet werden. Der spätere Beginn der Kartoffelernte nach dem ausgesprochen trockenen Sommer 1983 hängt mit der Verzögerung der Reife der Kartoffeln infolge des sehr späten Legetermins (Ende Mai/Anfang Juni) zusammen. Der Anteil der Einsatztage an den Kalendertagen ist, abgesehen vom Jahr 1981, größer als 80 %.

Zusammenfassend läßt sich folgendes feststellen:

– In den Betrieben dieser Standortgruppe (D 4 N) wurde als Entscheidungskriterium für den Einsatz des Rodeladers E 684 vor allem die Befahrbarkeit des Ackers gewählt. Das führt zu negativen Folgen hinsichtlich der Arbeitsqualität (Rodeverluste), zu größerer Belastung der Förder- und Siebelemente des Rodeladers sowie zu Strukturschäden des Ackers.

– Die Einsatzgrenze für die Rodelader wird nach Niederschlagsmengen von 5 mm erreicht. In Nässejahren (z. B. 1981) bei hoher Sättigung der Wasserkapazität des Bodens ist bereits bei Niederschlagsmengen von 1 bis 3 mm kein Einsatz möglich.

Deshalb sollte unbedingt bei der Berechnung des technologischen Kapazitätsanspruchs und bei der Bemessung der Maschinenkapazitäten für die Kartoffelernte ein angemessener Anteil wetterbedingter Nichteinsatztage zugrunde gelegt werden. Eine Basis dazu können Angaben aus den WAO-Typenlösungen [11] sein. Besser ist es, langjährige betriebliche Werte zu ermitteln, bei denen die Befahrbarkeit des Ackers und die Siebfähigkeit des Bodens entscheidende Kriterien sind.

4. Analyse der Einsatzzeit und Werte der technologischen Verfügbarkeit

Der produktive Anteil der Schichtzeit liegt bei den untersuchten Betrieben als Mittelwert der jeweiligen Kampagne zwischen 65 % und 80 %. Die Streubreite je Maschine und Einsatztag ist erheblich größer. Hauptursachen dieser unbefriedigenden Ergebnisse sind:

– Zeiten zur Behebung technischer Störungen an den Rodeladern und Traktoren während der Schichtzeit (T_{421})
– funktionelle Störungen (T_{41})
– Stillstandszeiten wegen fehlender Transporteinheiten (T_{44}).

Tafel 3 gibt Auskunft über die Mittelwerte der Anteile der Zeiten T_{421} an der Schichtzeit in den Betrieben während der gesamten Kampagne. In allen Betrieben wird eine operativ-technische Einsatzbetreuung am Feldrand vorgenommen (1 bis 2 Schlosser mit Werkstattwagen). Vorbeugende Instandsetzung und Durchsichten außerhalb der Schichtzeit finden nicht statt.

Größere Schäden – besonders an Sieb- und Trennelementen – werden durch Fremdkörper, Steine und Unkraut (Quecken) verursacht. So konnte z. B. im Betrieb Pre nachgewiesen werden, daß beim Roden auf Schlägen mit hohem Stein- und Queckenbesatz an mehreren Tagen ein Anteil der Zeit T_{421} von 47 bis 50 % bei den einzelnen Maschinen auftrat, während der Mittelwert in der Kampagne 12,6 % betrug. Die durch den Ausfall des Traktors MTS-80/82 bedingten Stillstandszeiten der Rodelader können gering gehalten werden, wenn – zumindest bei längerzeitigem Ausfall – ein Reservetraktor in entsprechendem Rüstzustand kurzfristig bereitgestellt werden kann. Bei geringem Unkrautbesatz nehmen die funktionellen Stö-

1) Dipl.-Agr.-Ing. Elgeti ist Abteilungsleiter in der LPG(P) „IX. Parteitag“ Broderstorf, Bezirk Rostock

Fortsetzung von Seite 14

- [29] Müller, J.: Arbeitsanleitung Rollenkettengetriebe. Landtechnische Informationen, Leipzig 17 (1978) 6, Beilage.
- [30] Müller, J.; Klammert, A.: Zur Verbesserung des Gebrauchswertes von Rollenketten. Maschinenbautechnik, Berlin 31 (1982) 6, S. 266–268.
- [31] Standard TGL 27897/3 Rollenkettengetriebe, Kettenräder, Grundlagen. Ausg. 1976.
- [32] Härtevorschrift für Kettenräder. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Neuerervorschlag 1983.
- [33] Schwedler, A.: Aussonderungsgrenzen von Rollenketten. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Dissertation A 1980.

- [34] Piezoelektrischer Kompaktgeber. WP G 01 L/236965/1, Anmeldetag 26. Januar 1982.
- [35] Müller, J.; Kaminsky, W.: Experimental identification of contact impulse in roller chain mechanisms (Experimentelle Untersuchungen von Kontaktstößen in Rollenkettengetrieben). Proceedings of the VI. World Congress on TMM, New Delhi 1983.
- [36] Müller, J.; Troppens, D.; Kaminsky, W.: Meßtechnisches Bestimmen stoßartiger Belastungen zwischen gekrümmten Kontaktflächen. Maschinenbautechnik, Berlin 33 (1984) 2, S. 52–56.
- [37] Müller, J.; Kaminsky, W.: Meßtechnik zum Bestimmen der Gelenkkräfte an Kurvengetrieben. IFTOMM-Symposium Kurvengetriebe Karl-Marx-Stadt 1984, Vortragsammelband, S. 37–42.

A 4302