ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1990

Seria: GÓRNICTWO z. 182 Nr kol. 1097

SPIES Klaus
DAHMEN Dieter

Rheinisch - Westfälischen Technischen Hochschule
Aachen

ENTWICKLUNGSARBEITEN AN EINEM NEUARTIGEN ANTRIEBSSYSTEM FÜR KOHLENHOBEL UND STREBFÖRDERER

Inhalt. Es wird ein neuartiges gesteuertes Antriebssystem, das aus einem zweistufigen lastschaltbaren Planetengetriebe mit integriertem Überlastschutz besteht, dargestellt. Dieses Antriebssystem ermöglicht drei Schaltstellungen: Leerlauf, langsamer Gang und schneller Gang. Das neuartige Antriebssystem wird am Institut für Bergbaukunde II der RWTH Aachen vielseitig untersucht und für Hobelanlagen harter Kohle und Strebförderer vorgesehen wird. In einem kettengetriebenen Strebbetriebsmittel kann man statischen, quasistatischen und dynamischen Lastverschiebungen unterscheiden, die vom elektrischen oder mechanischen Natur sein können. Es werden die Möglichkeiten zum Ausgleich von Lastverschiebungen angegeben.

Auf der vorausgegangenen Konferenz Dynamach 87 hatten die Veranstalter dem erstgenannten Verfasser Gelegenheit gegeben, die Konzeption für ein neues Antriebssystem vorzustellen, welches die derzeit beim Antrieb von Hobelanlagen und Kettenkratzerförderern auftretenden technischen und betrieblichen Schwierigkeiten beseitigen bzw. wesentlich vermindern kann und darüber hinaus auch noch kostengünstiger ist als der gegenwärtig in der Bundesrepublik vorherschende "Normalantrieb". In den zurückliegenden zwei Jahren seit Vorstellung der neuen Konzeption wurden breit angelegte Grundlagenuntersuchungen zur Realisierung des neuen Antriebskonzeptes durchgeführt, der Prototyp des zu diesem Antriebskonzept gehörenden Getriebes gebaut und vor allen Dingen auch der zwischen Haupt- und Hilfsantrieb in Hochleistungsbetrieben erforderliche Lastausgleich untersucht. Dieser Lastausgleich ist wegen des steilen Kennlinienastes bei den aus Gründen des Schlagwetterschutzes zum Antrieb von Hobelanlagen und Kettenkratzerförderern ausschließlich benutzten Drehstrom-Asynchron-Kurzschlußläufermotoren immer dann erforderlich, wenn über den einen Antrieb ein

bleibend gedehnter Kettenabschnitt läuft, während die Leistung am anderen Antrieb auf einen Teilabschnitt mit Sollabmessungen übertragen wird.

Nachfolgend soll über einen Teil der Ergebnisse der zwischenzeitlich stattgefundenen Entwicklungsarbeiten berichtet werden, wobei wegen der Kürze der zur Verfügung stehenden Zeit nur ein Teil der gewonnenen Erkenntnisse vorgestellt werden kann. Das neuartige Antriebssystem (Bild 1) besteht aus einem zweistufigen lastschaltbaren Planetengetriebe mit integriertem Überlastschutz, welches über einen kleinen Prozessor und hydraulische Betätigungseinrichtungen in der Weise gesteuert wird, daß der jeweilige Schaltzustand den betrieblichen Belastungen der Hobelanlagen und Kettenkratzerförderer mit außerordentlich hoher Reaktionsgeschwindigkeit angepaßt werden kann. Grundsätzlich sind die drei Schaltstellungen "Leerlauf", "langsamer Gang" und "schneller Gang" möglich.

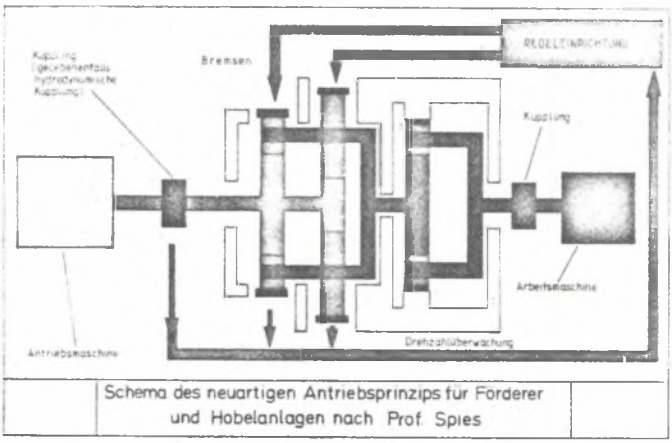


Abb. 1. Schema des neuartigen Antriebsprinzips für Förderer und Hobelanlagen nach Prof. Spies

Beim Einschalten des Motors befindet sich das Getriebe in der Schaltstellung "Leerlauf", so daß die Antriebsmaschine sehr schnell lastfrei und mit außerordentlich geringen Anlaufströmen hochlaufen kann, da nur der Läufer des Motors durch das Drehfeld beschleunigt werden muß. Anschließend wird die Bremse bzw. Kupplung des ersten Ganges weich aufgelegt, so daß die Kohlenhobel und Kettenkratzerförderer mit erheblich geringeren dynamischen

Beanspruchungen angefahren werden können als dies jetzt bei den in der Bundesrepublik vorwiegend eingesetzten polumschaltbaren Motoren der Fall ist. Für den Anfahrvorgang steht im ersten Gang ein erhöhtes Drehmoment zur Verfügung. Nach Erreichen der Sollgeschwindigkeit des ersten Ganges schaltet das Getriebe automatisch auf den zweiten Gang um. Treten kurzzeitige Belastungsspitzen auf, welche auf Blockierungen zurückzuführen sind und welche die zulässigen maximalen Drehmomente überschreiten, dann arteitet das Getriebe als Überlastschutz, indem es automatisch und außerordentlich schnell in die Schaltstellung "Leerlauf" zurückschaltet.

Um das Umschalten auf den jeweils anderen Gang oder das Auslösen der Funktion "Überlastungsschutz" zu gewährleisten, werden Veränderungen des Drehmomentenflusses durch das Getriebe mit hoher Genauigkeit und in außerordentlich kurzen Zeitabständen gemessen und in dem Prozessor mit entsprechenden Sollwerteingaben verglichen. Als Prozessor bzw. Regeleinrichtung dient während der Entwicklungsarbeiten zur Optimierung des neuen Antriebssystems, welche am Institut für Bergbaukunde II der RWTH Aachen durchgeführt werden, eine speicherprogrammierbare Steuerung, während später ein außerordentlich kleiner, kostengünstiger Rechner (Bild 2) zum Einsatz kommen soll, der von der Fa. E & PK in Zülpich ent-

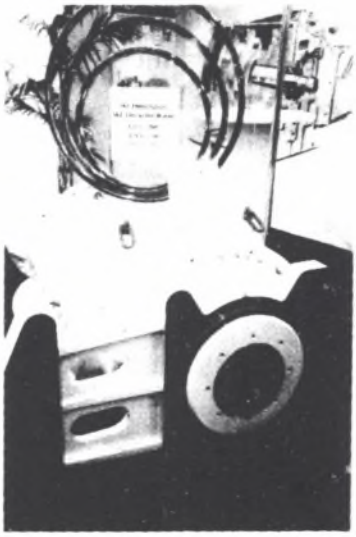
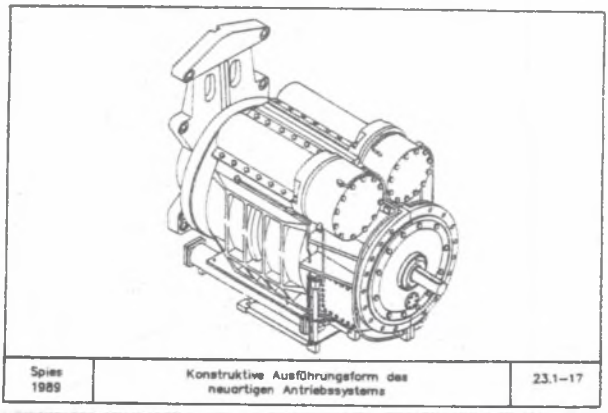


Abb. 2. SPL - 2T - 25

wickelt worden ist und sich gegenwärtig im betrieblichen Zulassungsverfahren befindet. Dieser Rechner zeichnet sich dadurch aus, daß sein Energiebedarf so klein ist, daß er im eigensicheren Bereich arbeitet. Seine Rechnerleistung ist jedoch erheblich größer als die aller bisher bekannten eigensicher arbeitenden Prozessoren. Für den Rechner kann eine entsprechende Software entwickelt werden, die auf das gewünschte Betriebsverhalten des neuen Antriebssystems optimal abgestimmt ist.

Das lastschaltbare Planetengetriebe mit integriertem Überlastschutz (Bild 3) ist inzwischen als Prototyp gebaut und auf der



Agg. 3. Konstruktive Ausführungsform des neuartigen Antriebssystems

Bergbauausstellung im Mai 1989 in Düsseldorf vorgestellt worden. Auf Wunsch der Ruhrkohle AG wurde der Prototyp als Getriebe der Baureihe 25 ausgeführt, d.h. das kurzzeitig maximal übertragbare Drehmoment liegt bei 250.000 Nm. Die beiden Kupplungen, mit denen das Getriebe geschaltet wird, sind außen am Getriebegehäuse angeordnet, so daß der größte Durchmesser auf etwa 900 mm reduziert werden konnte und das Getriebe trotz seiner hohen durchsetzbaren Leistung an Antriebsrahmen angebracht werden kann, die von Walzenladern überfahren werden können. Bis zu Gesamtübersetzungsverhältnissen von 1:39 lassen sich Motoren mit Leistungsstärken bis zu 400 kW, bis zum Gesamtübersetzungsverhältnis von 1:78 Motoren bis zu Leistungsstärken von 250 kW anbringen. Das Schaltverhältnis kann bis maximal 1:2 gesteigert werden.

Um die Antriebsmotoren zu schonen (Bild 4) ist es mittels der elektronischen Regeleinrichtung möglich, den Schaltvorgang auf den niedrigeren Gang bzw. die Funktion Überlastschutz bei jedem

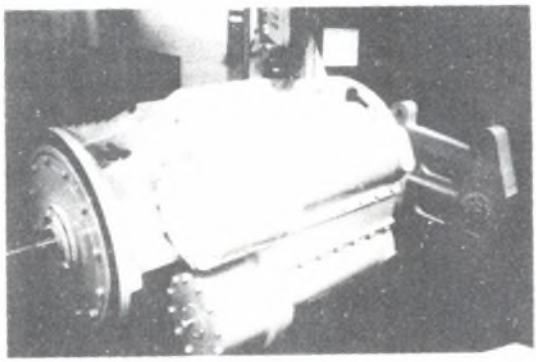


Abb. 4. SPL - 2T - 25

betrieblich als geeignet befundenen Wert auszulösen. Ein besonders günstiger Umschalt- bzw. Abschaltwert wurde beim Prototyp verwirklicht. Hier erfolgt der Schaltvorgang beim 1,8 fachen des Motornennmomentes, was erwarten läßt, daß die Zahl der thermischen Abschaltvorgänge erheblich reduziert wird.

Für das Hobeln in extrem harter Kohle, wie es in Ihrem Bergbaurevier an vielen Stellen üblich ist, bietet sich ein Schaltverhältnis von 1:1,5 an (Bild 5). Bei diesem Schaltverhältnis wird der Hobel, der normalerweise im schnellen Gang läuft, auf eine verminderte Geschwindigkeit mit hohen Kraftreserven zurückgeschaltet, wenn besonders harte Kohlennester durchfahren werden müssen.

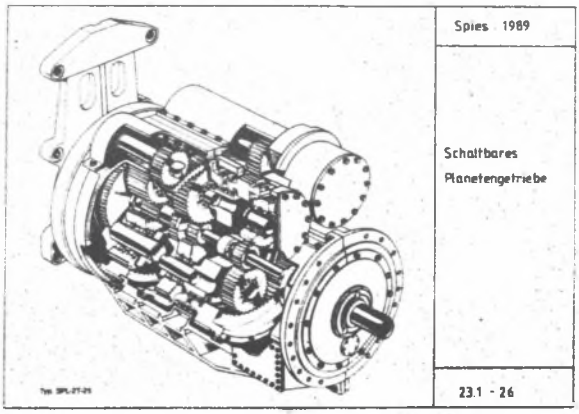


Abb. 5. Schaltbares Planetengetriebe

Gemessen an den Antriebskonfigurationen, wie sie derzeit im deutschen Steinkohlenbergbau üblich sind, wird mit dem Einsatz des neuen Antriebssystems neben den technischen Vorteilen auch eine Verminderung der Anschaffungskosten verbunden sein, weil sich beispielsweise durch Verzicht auf die polumschaltbaren Motoren und durch Entfall der Sicherheitskupplung Kosteneinsparungen von etwa DM 100.000 ergeben, die durch die Mehrkosten des Getriebes nicht aufgezehrt werden.

Die Konzeption des neuen Antriebssystems paßt sehr gut in die allgemeinen Bestrebungen des deutschen Steinkohlenbergbaus, das Betriebsgeschehen in zunehmend stärkerem Maße durch rechnergestützte Informations- und Steuerungssysteme überwachen zu lassen. In dem neuen Antriebssysten wird es vier Informationsebenen geben (Bild 6), von denen die erste für die Steuerung des jeweiligen

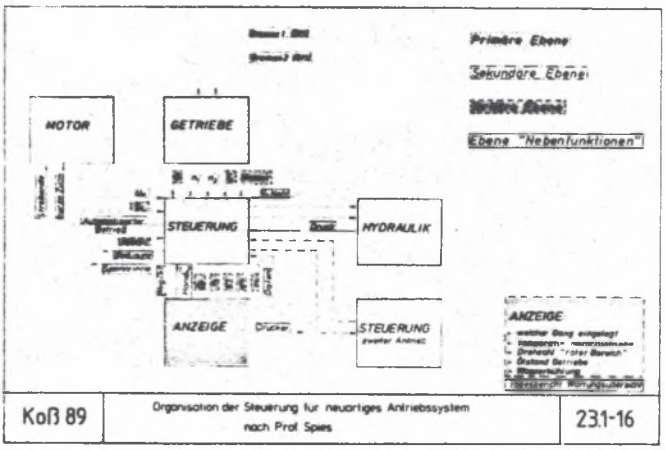


Abb. 6. Organisation der Steuerung für neuartiges Antriebssystem nach Prof. Spies

Antriebes, die zweite für den Datentausch mit dem jeweils anderen Antrieb, die dritte für die Überwachung wichtiger betriebsrelevanter Funktionen und die vierte für Nebenfunktionen zuständig ist. Neben der Gewährleistung eines zeitgleichen Umschaltens bei Haupt- und Hilfsantrieb kommt der zweiten Ebene die wichtige Funktion der Steuerung des Lastausgleichs zu. Wenn man den Lastausgleich im Gegensatz zu den bisher vorgeschlagenen Konzeptionen durch Datentausch zweier kleiner Prozeßrechner steuert, wird er sicher feinfühliger und sensibler erfolgen können, als dies bei

den bisher vorgeschlagenen Systemen der Fall ist. Wegen der Bedeutung des Lastausgleichs für einen wirtschaftlichen Betrieb von Kohlenhobeln und Kettenkratzerförderern soll im anschließenden zweiten Teil über die Grundsatzuntersuchungen berichtet werden, die am Institut für Bergbaukunde II über die Ursachen und Möglichkeiten der Vermeidung unterschiedlicher Belastungen am Haupt- und Hilfsantrieb durchgeführt worden sind.

Bei Hobelanlagen und Strebförderern erfolgt der Antrieb von beiden Anlagenenden her, die Antriebe sind durch die Rundstahlkette zwangsgekoppelt. Da aus Gründen des Schlagwetterschutzes ausschließlich Asynchron-Kurzschlußläufermotoren zum Einsatz kommen, die im stabilen Betriebsbereich eine sehr steile Drehmomenten-Drehzahl-Kennlinie besitzen (Nebenschlußverhalten), kann es bei Unsymmetrien zwischen den Antrieben zu Lastverschiebungen kommen. Das bedeutet, daß die Gesamtlast, die die Arbeitsmaschine für die Antriebe darstellt, sich nicht mehr im Verhältnis der installierten Leistungen aufteilt. Bei Auslegung der Antriebsleistung auf den Nennleistungsbedarf wird ein Antrieb oberhalb seiner Nennleistung belastet, der andere entsprechend der gleichgebliebenen Gesamtlast unterhalb seiner Nennleistung belastet.

Nach ihrem unterschiedlichen zeitlichen Verhalten kann man zwischen statischen, quasistatischen und dynamischen Lastverschiebungen unterscheiden. Bei statischen Lastverschiebungen (Bild 7), wird ständig derselbe Antrieb stärker belastet. Bei quasistatischen Lastverschiebungen werden die Antriebe in Abhängigkeit von der Verteilung der Teilungsunterschiede innerhalb der Kette wechselweise stärker belastet bzw. entlastet. Es kann hier noch unterschieden werden zwischen umlauffähigen Förderkettenbändern (Bild 8) und nicht umlauffähigen Hobelketten (Bild 9). Dynamische Lastverschiebungen, die meist durch eine äußere Belastung verursacht sind, sind dadurch gekennzeichnet, daß sich nach einer Einschwingzeit t_E wieder ein ausgeglichener Belastungszustand einstellt (Bild 10).

Bild 11 soll zunächst den Betriebszustand eines einzelnen Antriebes bei Belastung durch eine erforderliche Kettenzugkraft F_{ZN} (Punkt 1) darstellen. Über den Teilkreisdurchmesser d_{TN} ergibt sich das Drehmoment am Kettenrad M_{KN}. Dieses entspricht dem Getriebeausgangsdrehmoment $M_{G,A}$, welches über das Getriebe (Übersetzung i_N) in das Getriebeeingangsdrehmoment $M_{G,E}$ gewandelt wird, das gleich dem Motordrehmoment M_{MN} ist. Der Motor stellt nun die

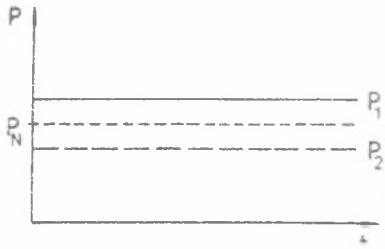


Abb. 7. Leistungs-Zeit-Diagramm der Antriebe bei Auftreten statischer Lastverschiebung

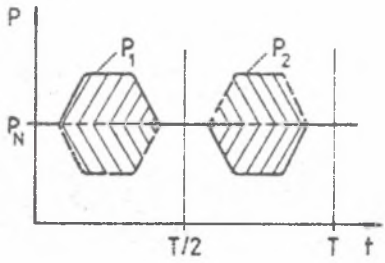


Abb. 8. Leistungs-Zeit-Diagramm der Antriebe eines Förderers bei Auftreten quasistatischer Lastverschiebungen

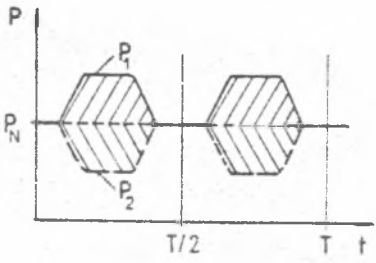


Abb. 9. Leistungs-Zeit-Diagramm der Antriebe einer Hobelanlage bei Auftreten quasistatischer Lastverschiebungen

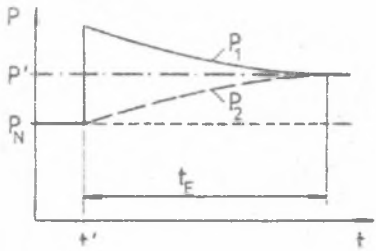


Abb. 10. Leistungs-Zeit-Diagramm der Antriebe einer Hobelanlage bei plötzlicher Zunahme der äußeren Last

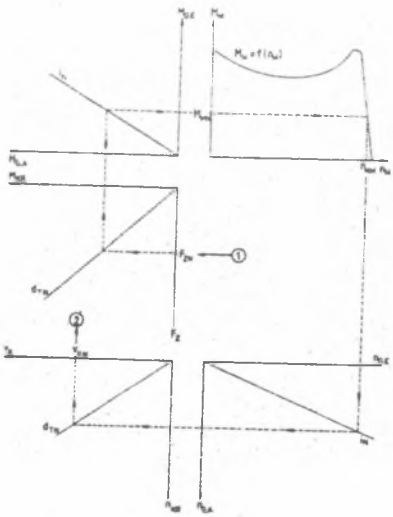


Abb. 11. Darstellung der Betriebszustände eines elektromechanischen Antriebes bei Belastung durch eine erforderliche Kettenzugkraft F_{ZN}

Verknüpfung von Drehmoment und Drehzahl über seine Kennlinie her. Charakteristisch für einen Elektromotor ist, daß er in seinem stabilen Betriebsbereich ein bestimmtes Drehmoment, das aus der geforderten Kettenzugkraft F_{ZN} resultiert, nur bei einer bestimmten Drehzahl abgeben kann. Die Drehzahl des Motors wird als

Getriebeeingangsdrehzahl $n_{G,E}$ über das Getriebe in die Getriebeausgangsdrehzahl $n_{G,A}$ gleich der Kettendrehzahl n_{KR} gewandelt. Über den Teilkreisdurchmesser ergibt sich dann die Kettengeschwindigkeit v_{KR}.

In Bild 11 lassen sich auch die Bestriebszustände von zwei gekoppelten Antrieben bei Symmetrie und gleicher Leistungsaufteilung ablesen. Da die Kettenbandgeschwindigkeit in erster Näherung auf der ganzen Anlage gleich ist, müssen auch die Motordrehzahlen im Symmetriefall gleich sein. Dann ergeben sich bei gleicher Motorkennlinie zwangsweise gleiche Drehmomente an den Motoren. Das heißt, daß die erforderliche Gesamtzugkraft (hier: $2 \cdot F_{ZN}$) zu gleichen Teilen von den beiden Antrieben gleicher Leistung gedeckt wird. Für elektrohydrodynamische Antriebe zeigt Bild 12 die Betriebszustände.

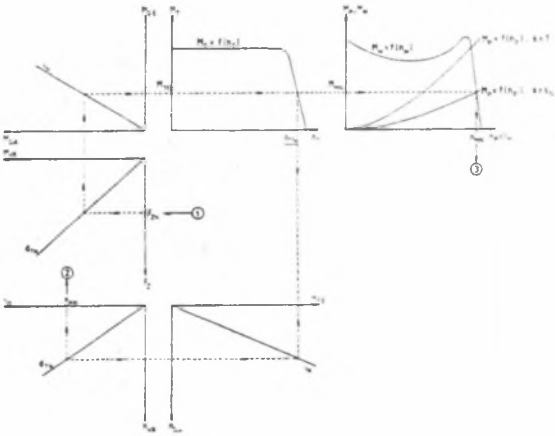


Abb. 12. Darstellung der Betriebszustände eines elektrohydrodynamischen Antriebes bei Belastung durch eine erforderliche Kettenzugkraft F_{ZN}

Bild 13 zeigt die Komponenten, an denen innerhalb des Antriebssystems bzw. der Anlage Unsymmetrien auftreten können. Neben den elektrischen Unsymmetrien (Energieversorgung, Motorenkennlinien) können mechanische Unsymmetrien auftreten (unterschiedliche Füllungsgrade, unterschiedliche Übersetzungen, unterschiedliche effektive Teilkreisdurchmesser). Die effektiven oder wirksamen Teilkreisdurchmesser ergeben sich in Abhängigkeit vom Kettenradverschleiß und der tatsächlichen Teilung der Kettenglieder, die durch das Kettenrad laufen.

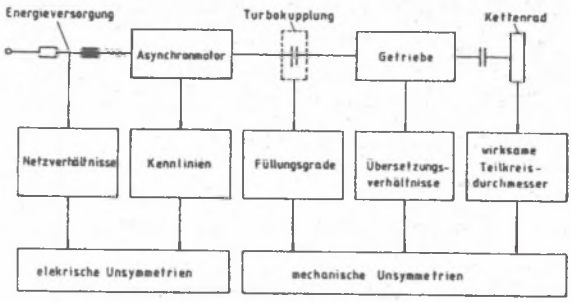


Abb. 13. Unsymmetrien, die zu statischen und quasistatischen Lastverschiebungen führen können

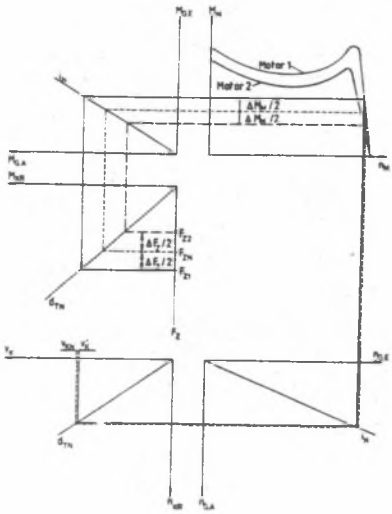


Abb. 14. Darstellung der Betriebszustände zweier elektromechanischer Antriebes für den Fall unterschiedlicher Motorkennlinien

In Abhängigkeit der elektrischen Verhältnisse ergeben sich unterschiedliche Betriebskennlinien der Motoren 1 und 2 an den beiden Antrieben (Bild 14). Bei gleicher Kettengeschwindigkeit, d.h. Motordrehzahl geben die Motoren unterschiedliche Drehmomente ab. Es wird sich daher ein Betriebszustand einstellen, bei dem die Summe der Kettenkräfte F_{Z1} und F_{Z2} gleich $2 \cdot F_{ZN}$ und gleichzeitig die Kettengeschwindigkeit an beiden Antrieben gleich groß ist.

Wie für das Beispiel unterschiedlicher Motorkennlinien kann die Darstellungsweise auch für unterschiedliche Getriebeübersetzungen und unterschiedliche effektive Teilkreisdurchmesser Verwendung finden, in der erweiterten Form für elektrohydrodynamische Antriebe auch für unterschiedliche Kupplungskennlinien. Im folgenden sollen für den Fall unterschiedlicher effektiver Teilkreisdurchmesser die grundsätzlichen Möglichkeiten zum Lastausgleich gezeigt werden.

Bild 15 zeigt die Betriebszustände der Antriebe für den Fall unterschiedliche wirksamer Kettenrad-Teilkreisdurchmesser. Im Vergleich zum Symmetriefall $d_{T1} = d_{T2} = d_{TN}$ mit der Kettenzugkraft

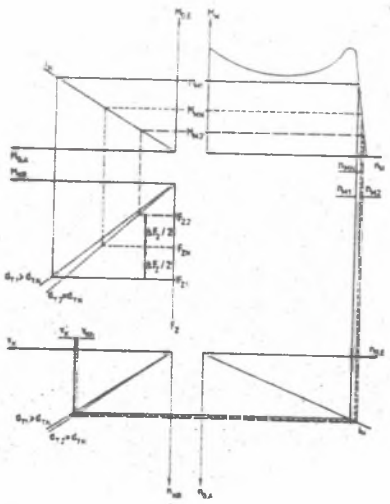


Abb. 15. Darstellung der Betriebszustände zweier elektromechanischer Antriebes für den Fall unterschiedlicher wirksamer Kettenrad-Teilkreisdurchmesser

F_{zII} an beiden Kettenrändern stellt sich ein Betriebszustand ein, bei dem die Kettengeschwindigkeiten an beiden Antrieben gleich groß sind und gleichzeitig die Summe der Kettenzugkräfte F_{z1} und F_{z2} gleich der doppelten Kettenzugkraft F_{zII} ist.

Zum Ausgleich von Lastverschiebungen bestehen nun grundsätzlich folgende Möglichkeiten:

(a) Variation der Motorkennlinie
  (i) Änderung der Speisefrequenz
  (ii) Änderung der Ständerspannung
(b) Variation der Kupplungskennlinie bei Turbokupplungen
(c) Wandlung der Primärkennlinie
(d) Änderung der Getriebeübersetzung
  (i) Änderung der äußeren Getriebeübersetzung
  (ii) Änderung der inneren Getriebeübersetzung

Alle diese Ausgleichsprinzipien lassen sich hinsichtlich ihrer Wirkungsweise in der graphischen Darstellung verdeutlichen. Innerhalb dieses Vortrags sollen allerdings nur die Möglichkeiten zum Lastaustausch mittels hydrodynamischer Kupplung und mittels der Änderung der äußeren Getriebeübersetzung vorgestellt werden.

Bild 16 zeigt den aktiven Lastausgleich bei Verwendung von Turbokupplungen mit im Betrieb regelbarem Füllungsvolumen. Bei Einsatz

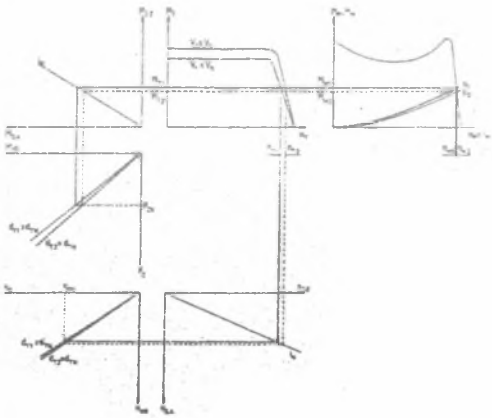


Abb. 16. Darstellung der Betriebszustände bei Lastausgleich durch Reduzierung des Füllungsgrades der Kupplung an Antrieb 1

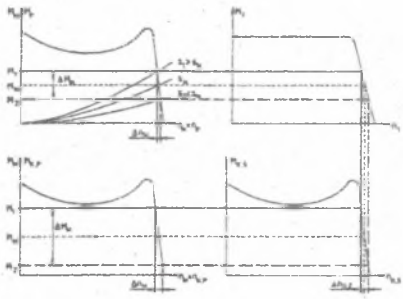


Abb. 17. Gegenüberstellung der auf Drehzahlunterschieden beruhenden Drehmomentenunterschiede bei Turbokupplung (oben) und drehelastischer Kupplung (unten)

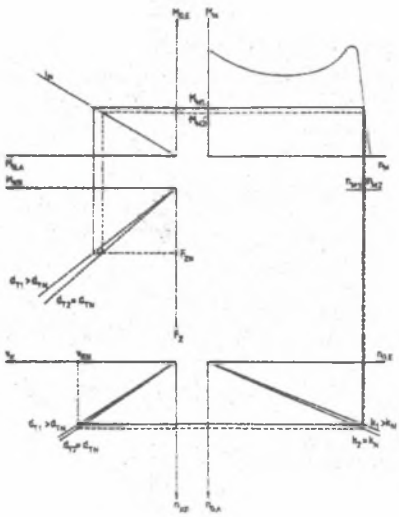


Abb. 18. Darstellung der Betriebszustände bei Lastausgleich durch Vergrößern der äußeren Getriebeübersetzung an Antrieb 1

von Turbokupplungen konstanten Füllungsvolumens ergibt sich über die "Abflachung" der Motorkennlinie im Betriebsbereich eine Art "passiver Lastausgleich". Wie in Bild 17 zu sehen, verringert sich der Last- bzw. Drehmomentenunterschied bei gleicher Drehzahldifferenz n gegenüber einem drehelastischen Antriebssystem auf weniger als die Hälfte. Hierin ist auch ein Grund zu sehen, warum das Problem der Lastverschiebungen erst verstärkt mit der Verbreitung der polumschaltbaren Motoren aufgetreten ist.

Der Lastausgleich über die Änderung der äußeren Getriebeübersetzung ist mittels eines Planetenüberlagerungsgetriebes möglich. Dabei besteht entweder die Möglichkeit, die Übersetzung des stärker belasteten Antriebes zu vergrößern (Bild 18) oder die des geringer belasteten Antriebes zu verringern (Bild 19). Im ersten Fall wird dem Antrieb Leistung zugeführt, im zweiten Fall wird vom Antrieb Leistung abgeführt.

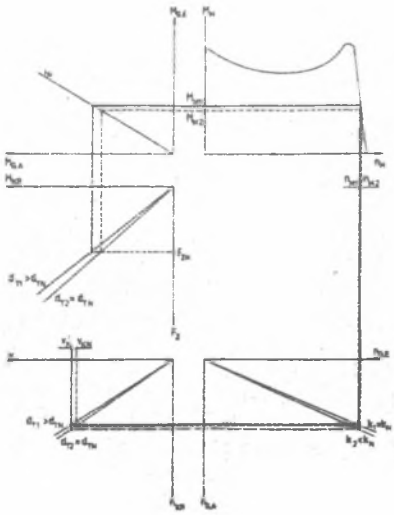


Abb. 19. Darstellung der Betriebszustände bei Lastausgleich durch Verkleinern der äußeren Getriebeübersetzung an Antrieb 2

Beide vorgestellten Lastausgleichsprinzipien sind für das oben beschriebene Antriebssystem besonders geeignet. Der Einsatz einer Turbokupplung ist möglich, da im System nur ein eintouriger Motor verwendet wird, der Ausbau zum Überlagerungsgetriebe ist ebenfalls denkbar, da die Hohlräder der 1. Getriebestufe bereits umlauffähig sind.

PRACE ROZWOJOWE NAD NOWYM RODZAJEM UKŁADU NAPĘDOWEGO DLA STRUGÓW WĘGLOWYCH I PRZENOŚNIKÓW ŚCIANOWYCH

S t r e s z c z e n i e

W referacie przedstawiono nowy rodzaj sterowanego układu napędowego składającego się z dwustopniowej przekładni planetarnej sprzężonej z zabezpieczeniem przed przeciążeniem. Układ ten umożliwia automatyczne włączanie trzech prędkości ruchu: bieg jałowy (w którym następuje rozruch silnika asynchronicznego bez obciążenia), bieg wolny i bieg szybki. Prezentowany układ napędowy przewidziany jest do napędu strugów węglowych do węgli twardych oraz do przenośników zgrzebłowych. Aktualnie układ ten jest wielostronnie badany w Instytucie Bergbaukunde II Politechniki w Aachen. W pociągowym układzie łańcuchowym maszyny ścianowej występują statyczne, quasistatyczne i dynamiczne nierównomierności obciążeń napędu głównego i pomocniczego, które mogą być skutkiem asymetrii elektrycznej lub mechanicznej. Podane zostały możliwości wyrównania tych obciążeń.

DEVELOPMENT OF A NEW TYPE OF DRIVE SYSTEMS FOR COAL PLANES AND LONGWALL CONVEYORS

S u m m a r y

The paper presents a new type of a controlled drive systems consisting of a two-stage planetery gear correlated with a protection device against overloading. This system makes possible to turn on automatically three velocities of movement: idle run (during which asynchronic motor without loading is started up), slow and fast run. The presented drive system is designed for drives of coal planes for hard coals and for push-plate conveyors. At the moment the system is under investigation at the Bergbaukunde Institute 2nd Politechnik Aachen. In a drive chain system of a longwall machine there are static, quasistatic and dynamic non-uniformity of loadings of main and secondary drive, which can be a result of electric or mechanical asymetry. Possibilities of levelling those loadings are presented.