

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES  
DYNAMACH '89

Franz KESSLER  
Gottfried SIEBENHOFER  
Alfred ZITZ

UNTERSUCHUNG DES DYNAMISCHEN VERHALTENS  
EINES DOPPELSCHNEIDANTRIEBES MIT AUSGLEICHSWELLE  
AM BEISPIEL EINES CONTINUOUS MINERS

Inhaltsangabe. Am Beispiel eines Continuous Miners der VOEST-ALPINE Zeltweg/Austria wurde das dynamische Verhalten des Doppelschneidantriebes mit Ausgleichswelle mit dem Ziel untersucht, die Variante zu finden, bei der die kleinste dynamische Belastung infolge Lastspitzen und Blockaden der Schneidwalzen für die beiden Getriebe auftritt.

Für die einzelnen Bauvarianten konnten mit Hilfe des d'Alembertschen Prinzips Bewegungsgleichungen erstellt werden, die im Rahmen der Parameterstudien mit einem Runge-Kutta-Verfahren 4ter Ordnung gelöst wurden.

In den Parameterstudien konnten die auftretenden Stoßfaktoren in Abhängigkeit von der Zeit ab Blockadebeginn, dem Massenträgheitsmoment der Antriebsmotore und der Materialfestigkeit in Diagrammform dargestellt und diskutiert werden.

## EINLEITUNG

Die VOEST-ALPINE Zeltweg/Austria entwickelt und erzeugt seit 1964 Teilschnittmaschinen für Streckenvortrieb und Gewinnung. Der Schwerpunkt der Einsätze für diese Maschinen war und ist der europäische Kohlenbergbau.

Abbildung 1 zeigt eine Teilschnittmaschine vom Typ ALPINE-Miner AM 75.

In den Überseelagerstätten dominieren auf Grund deutlich günstigerer geologischer Bedingungen sogenannte Continuous Miner für die Auffahrung von Strecken und den Abbau der Kohlenvorräte. Durch die ständig laufende Schwerpunktverschiebung der Untertage-Kohlenproduktion zugunsten der Überseerzeuger - primär USA, Südafrika und Australien, ergab sich für die VA-Maschinenbau Ges.m.b.H. die Notwendigkeit, zur Produktpalette an Teilschnittmaschinen auch die Entwicklung von Continuous Minern ins Programm zu nehmen.

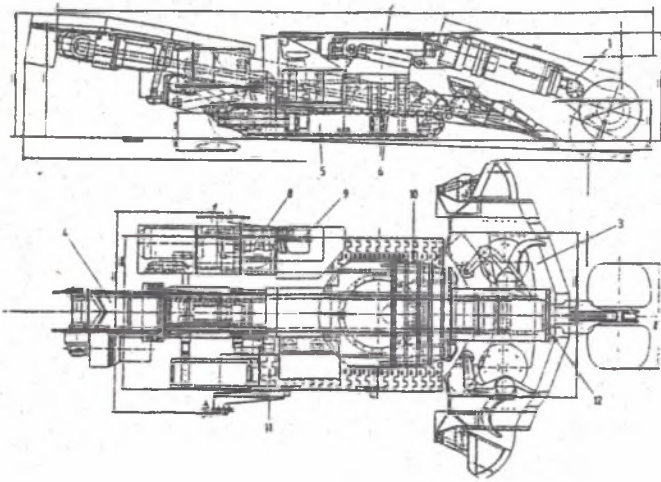


Abb. 1. Teilschnittmaschine ALPINE-Miner AM 75 der VOEST-ALPINE Zeltweg/Austria

Abbildung 2 zeigt einen Continuous Miner der VOEST-ALPINE Zeltweg/Austria.

Zur Umsetzung wesentlicher Produktvorteile, wie der Einzelmeißelhochdruckbedüsung zur Staubbindung und Abflambekämpfung, sowie zur Sicherstellung erforderlicher Robustheit bei vorgegebenen Einbauräumen und hohen Schneidtrommelantriebsleistungen, wurden mehrere Antriebskonzepte u.a. im

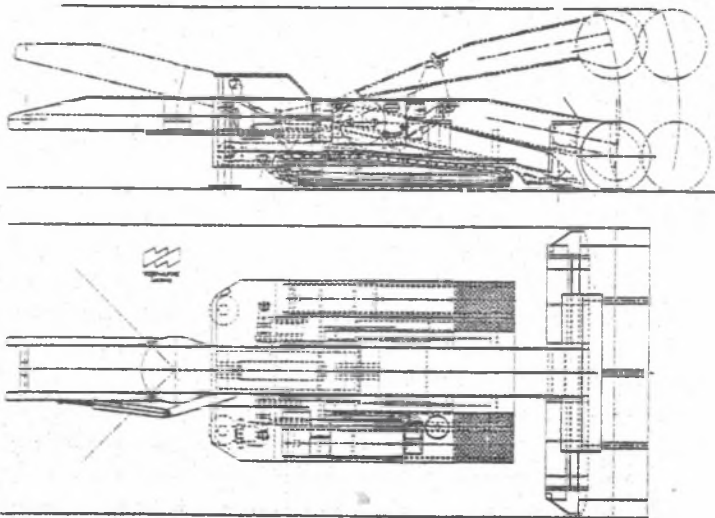


Abb. 2. Continuous Miner der VOEST-ALPINE Zeltweg/Austria

Bezug auf ihr dynamisches Verhalten untersucht - drei mögliche Lösungen sind im weiteren Gegenstand eines Vergleiches.

Bei der Ausführung einer ungeteilten, innenbedüsten Schneidwalze mit nur einem Antrieb entstehen durch das große Massenträgheitsmoment des Asynchronmotors, bei Lastspitzen oder Blockaden, bei denen die Walzendrehzahl in Bruchteilen einer Sekunde auf Null abfällt, hohe dynamische Belastungen im Getriebe, sowie an allen tragenden Maschinenkomponenten. Der logische Weg führt zur Teilung in eine linke und eine rechte Schneidwalze mit zwei Getrieben und zwei Antriebsmotoren, die entsprechend kleiner gebaut werden können, und dadurch kleinere Massenträgheitsmomenten haben.

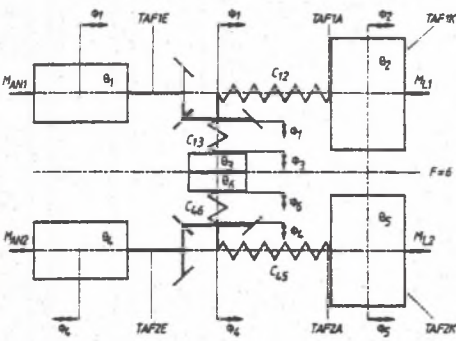


Abb. 3. Variante I mit Rutschkupplung auf der Ausgleichswelle

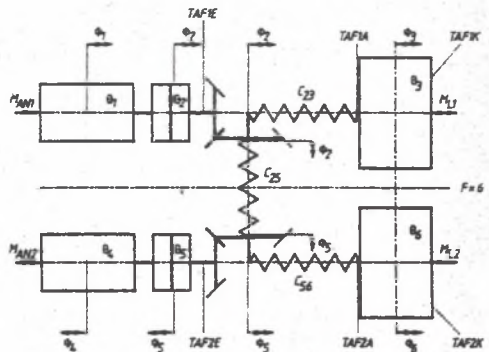


Abb. 4. Variante II mit Rutschkupplung auf den Motorwellen

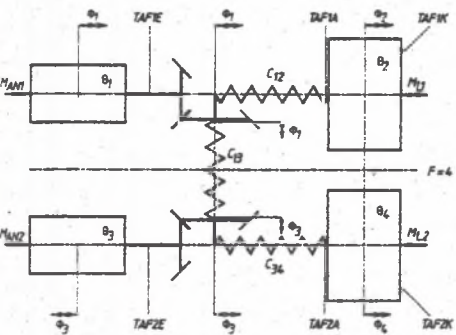


Abb. 5. Variante III Starrer Antrieb ohne Rutschkupplung

Die beiden Antriebseinheiten werden durch eine Ausgleichswelle verbunden, um Lastunterschiede zwischen den beiden Schneidwalzen auszugleichen. Als Sicherheitsglied wird bei zwei Varianten eine Rutschkupplung vorgesehen, die an verschiedenen Stellen eingebaut werden kann.

Die aufgabe war es, von den drei Einbauvarianten diejenige zu finden, bei der die kleinste dynamische Belastung infolge Lastspitzen oder Blockade für die beiden Getriebe auftritt. In den Abbildungen 3 bis 5 sind die drei Einbauvarianten dargestellt.

In den Abbildungen 3 bis 5 sind die drei Einbauvarianten dargestellt.

## MODELLBILDUNG

Der Antriebsstrang besteht grundsätzlich aus zwei Asynchronmotoren mit nachgeschalteten Kegel-Stirnradgetrieben, wobei beide Antriebssträngen durch eine Welle zum Lastausgleich verbunden sind.

Die Besonderheit der Antriebsmotoren ist je nach Einsatzart der Schlagwetterschutz und je nach Ländern der Einsatz für 50 Hz bzw. 60 Hz.

Die Untersuchungen werden nur für 60 Hz (Synchrohdrehzahl 1800 upm) durchgeführt, da in diesem Fall die kinetischen Energien der bewegten Massen des Antriebes größer sind und daher höhere Momentenspitzen auftreten.

In Abhängigkeit des zu schneidenden Materials sind Getriebeübersetzungen zwischen  $i = 30-40$  erforderlich, d.h. die Abtriebsdrehzahl der Getriebe, bzw. die Schneidwalzendrehzahl beträgt 45-60 upm.

Die Hauptenergiespeicher im System sind die Läufer der Asynchronmotoren, die schnellaufenden Eingangsstufen der Getriebeeinheiten, die Kupplungen sowie die Schneidwalzen.

Für die dynamische Simulation des Blockadevorganges werden sämtliche wesentlichen Massenträgheitsmomente und Steifigkeiten auf die Antriebswelle reduziert.

$$\theta_{ired} = \frac{\theta_i}{i^2} \quad C_{ired} = \frac{C_i}{i^2} \quad i > 1 \quad (1)$$

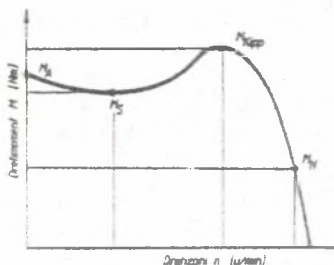


Abb. 6. Momenten-Drehzahl-Charakteristik des Asynchronmotors

Die Momenten-Drehzahl-Charakteristik der Antriebsmotoren wird entsprechend Abb. 6 in Intervallen punktweise linear interpoliert.

Die nichtlineare Kennlinie der Sicherheitskupplung nach Abb. 7 konnte im verwendeten Programm über eine logische IF-Abfrage beschrieben werden, was jedoch sehr rechenintensiv ist und daher vermieden wird. Anstelle dessen wird eine analytische Darstellung bevorzugt.

$$M_K(s) = \frac{M_{Kmax}}{2 \cdot \epsilon} \cdot \{ \text{abs}(s + \epsilon) - \text{abs}(s - \epsilon) \} \quad (2)$$

Die Belastungscharakteristik der Schneidwalzen ist in Abb. 8 dargestellt und von der Winkelgeschwindigkeit sowie vom Verdrehwinkel der Schneidwalze abhängig.



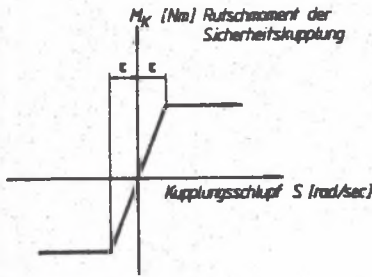


Abb. 7. Kennlinie der Sicherheitskupplung

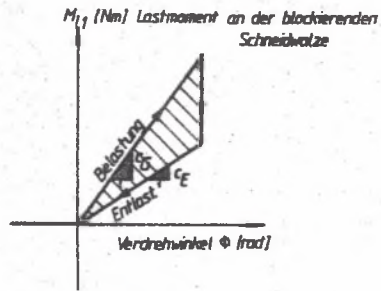


Abb. 8. Belastungscharakteristik der Schneidwalzen

Die analytische Darstellung der Belastungscharakteristik erfolgt nach Gleichung 3.

$$M_L = f(\phi, \dot{\phi}) = 0,25 \cdot c_E \cdot (\phi + \text{abs}\dot{\phi}) \cdot (1 + \text{sign}\dot{\phi}) + 0,25 \cdot c_E \cdot (\phi + \text{abs}\dot{\phi}) \cdot (1 - \text{sign}\dot{\phi}) \quad (3)$$

- $\phi \equiv \phi_2$  Variante I, III
- $\phi \equiv \phi_3$  Variante II

Die Steifigkeit des Getriebezuges wird im wesentlichen durch die Zahn-Federsteifigkeiten bestimmt, die entsprechend DIN 3990 berechnet werden. Dies ergibt pro Zahneingriff eine Federkonstante von rund 18 N/mm.µm und auf die Antriebswelle reduziert, eine Gesamtsteifigkeit von  $1,2 \cdot 10^5$  Nm/rad. Für die Steifigkeit der Ausgleichswelle wird je nach Variante die entsprechende Verdrehsteifigkeit der Berechnung zugrunde gelegt.

BEWEGUNGSGLEICHUNGEN

Die Bewegungsgleichungen für die Variante I bis III können alternativ nach dem d'Alembertschen Prinzip oder nach dem Drallsatz abgeleitet werden.

VARIANTE I

$$S = v_{rel} = \dot{\phi}_6 - \dot{\phi}_3 \quad C_{12} = C_{45} \quad (4)$$

$$\theta_1 \cdot \ddot{\phi}_1 = M_{AN1}(\dot{\phi}_1) - C_{12} \cdot (\phi_1 - \phi_2) + C_{13} \cdot (\phi_3 - \phi_1) \quad (5)$$

$$\theta_2 \cdot \ddot{\phi}_2 = C_{12} \cdot (\phi_1 - \phi_2) - M_{L1}(\phi_2, \dot{\phi}_2) \quad (6)$$

$$\theta_3 \cdot \ddot{\phi}_3 = M_K(S) - C_{13} \cdot (\phi_3 - \phi_1) \quad (7)$$

$$\theta_4 \cdot \ddot{\phi}_4 = M_{AN2}(\dot{\phi}_4) - C_{46} \cdot (\phi_4 - \phi_6) - C_{45} \cdot (\phi_4 - \phi_5) \quad (8)$$

$$\theta_5 \cdot \ddot{\phi}_5 = C_{45} \cdot (\phi_4 - \phi_5) - M_{L2}(\dot{\phi}_5, \dot{\phi}_5) \quad (9)$$

$$\theta_6 \cdot \ddot{\phi}_6 = -M_K(S) + C_{46} \cdot (\phi_4 - \phi_6) \quad (10)$$

$$AB: \quad t=0, \quad M_{AN1}=M_{AN2}=M_{L1}=M_{L2}=M_N, \quad M_K=0$$

$$\phi_1(0) = \frac{M_N}{c_G} + \frac{M_N}{C_{12}} = \phi_4(0) = \phi_3(0) = \phi_6(0)$$

$$\phi_2(0) = \phi_5(0) = \frac{M_N}{c_G}, \quad c_G = \frac{dM_{L1}}{d\phi_2}$$

#### Variante II

$$S_1 = \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2 \quad S_2 = \dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5 \quad C_{23} = C_{56} \quad (11)$$

$$\theta_1 \cdot \ddot{\phi}_1 = M_{AN1}(\dot{\phi}_1) - M_K(S_1) \quad (12)$$

$$\theta_2 \cdot \ddot{\phi}_2 = M_{K1}(S_1) + C_{25} \cdot (\phi_5 - \phi_2) - C_{23} \cdot (\phi_2 - \phi_3) \quad (13)$$

$$\theta_3 \cdot \ddot{\phi}_3 = C_{23} \cdot (\phi_2 - \phi_3) - M_{L1}(\dot{\phi}_3, \dot{\phi}_3) \quad (14)$$

$$\theta_4 \cdot \ddot{\phi}_4 = M_{AN2}(\dot{\phi}_4) - M_{K2}(S_2) \quad (15)$$

$$\theta_5 \cdot \ddot{\phi}_5 = M_{K2}(S_2) - C_{25} \cdot (\phi_5 - \phi_2) - C_{56} \cdot (\phi_5 - \phi_6) \quad (16)$$

$$\theta_6 \cdot \ddot{\phi}_6 = C_{56} \cdot (\phi_5 - \phi_6) - M_{L2}(\dot{\phi}_6, \dot{\phi}_6) \quad (17)$$

$$AB: \quad t=0, \quad M_{AN1}=M_{AN2}=M_{L1}=M_{L2}=M_N, \quad M_K=M_N$$

$$\phi_3(0) = \phi_6(0) = \frac{M_N}{c_G}, \quad \phi_1(0) = \phi_2(0) = \phi_4(0) = \phi_5(0) = \frac{M_N}{c_G} + \frac{M_N}{C_{23}}$$

$$c_G = \frac{dM_L}{d\phi}$$

#### VARIANTE III

$$C_{12} = C_{34} \quad (18)$$

$$\theta_1 \cdot \ddot{\phi}_1 = M_{AN1}(\dot{\phi}_1) - C_{12} \cdot (\phi_1 - \phi_2) + C_{13} \cdot (\phi_3 - \phi_1) \quad (19)$$

$$\theta_2 \cdot \ddot{\phi}_2 = C_{12} \cdot (\phi_1 - \phi_2) - M_{L1}(\dot{\phi}_2, \dot{\phi}_2) \quad (20)$$

$$\ddot{\theta}_3 \cdot \ddot{\phi}_3 = M_{AN2}(\ddot{\phi}_3) - C_{34} \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - C_{13} \cdot (\phi_3 - \phi_1) \quad (21)$$

$$\ddot{\theta}_4 \cdot \ddot{\phi}_4 = C_{34} \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - M_{L2}(\dot{\phi}_4, \dot{\phi}_4) \quad (22)$$

AB:  $t=0, M_{AN1}=M_{AN2}=M_{L1}=M_{L2}=M_N$

$$\dot{\phi}_i(0) = \dot{\phi}_i(0), \quad \dot{\phi}_2(0) = \dot{\phi}_4(0) = \frac{M_N}{C_G}$$

$$\phi_1(0) = \phi_3(0) = \frac{M_N}{C_G} + \frac{M_N}{C_{12}}$$

Bedingt durch die Nichtlinearitäten von Antriebs- und Lastcharakteristik ist eine analytische Lösung der Bewegungsgleichungen nicht möglich. Zur numerischen Integration wurde daher ein Computerprogramm von Mitchell & Gauthier Associates verwendet.

Als Integrationsalgorithmus diente ein Runge-Kutta-Verfahren 4ter-Ordnung. Es wurden jeweils zwei Berechnungen mit einfacher und doppelter Integrations-schrittweite durchgeführt, wodurch eine Abschätzung des Verfahrensfehlers entsprechend Gleichung 23 möglich war.

$$e = \phi(t) - \phi_h(t) = \frac{1}{2^q - 1} \cdot (\phi_h(t) - \phi_{2h}(t)) \quad q=4 \quad (23)$$

Kontrollrechnungen nach dem Prädiktor-Korrektor-Verfahren von Adams-Moulton zeigten gut Übereinstimmung mit den erzielten Ergebnissen. Dieses Verfahren benötigt jedoch höhere Rechenzeiten, sodaß für die folgenden Parameterstudien ausschließlich das Runge-Kutta-Verfahren 4ter-Ordnung verwendet wurde.

PARAMETERSTUDIEN

Für alle drei Varianten wurde von einer reduzierten

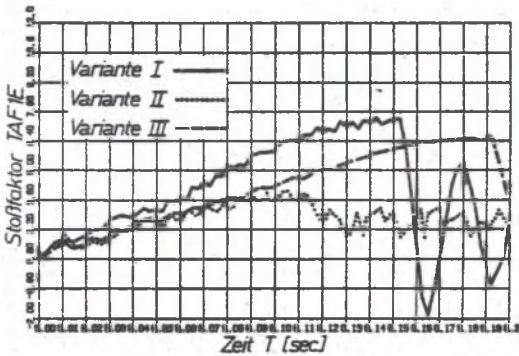


Abb. 9. Stoßfaktor TAFE am Getriebe 1 Eingang in Abhängigkeit von der Zeit T ab Blockadebeginn

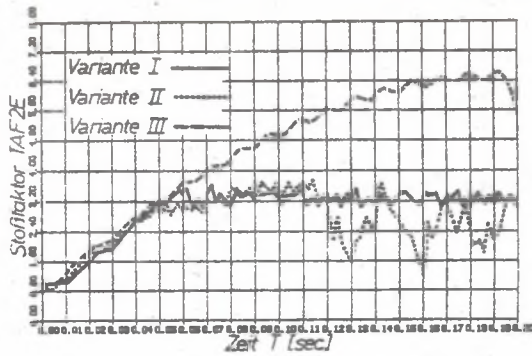


Abb. 10. Stoßfaktor TAF2E am Getriebe 2 Eingang in Abhängigkeit von der Zeit T ab Blockadebeginn

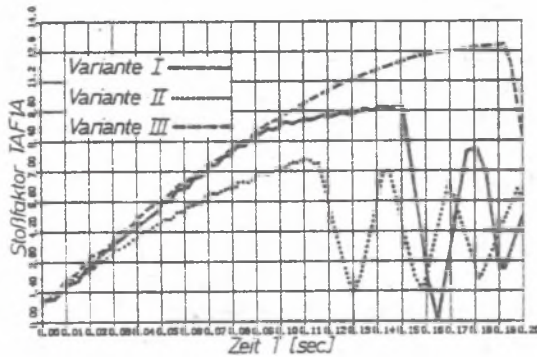


Abb. 11. Stoßfaktor TAF1A am Getriebe 1 Ausgang in Abhängigkeit von der Zeit T ab Blockadebeginn

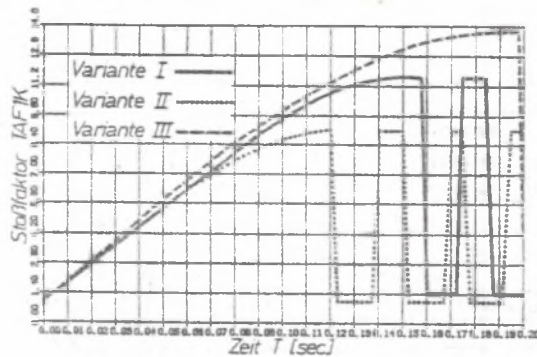


Abb. 12. Stoßfaktor TAF1K auf der Schneidwalze in Abhängigkeit von der Zeit T ab Blockadebeginn



Gesteinsfestigkeit  $c_G = 600$  Nm/rad und einem Ansprechmoment der Rutschkupplung von  $2,55 \cdot M_N$  ausgegangen.

Die Abbildungen 9 bis 12 zeigen die Ergebnisse der Parameterstudien für die beschriebenen Varianten I und II mit verschiedenen Einbaulagen der Rutschkupplung, bzw. der Variante III ohne Rutschkupplung.

## ERGEBNISSE UND INTERPRETATIONEN

Bei der Variante I ergab sich am Getriebeeingang 0,142 Sekunden nach Blockadebeginn der Schneidwalze 1 ein Stoßfaktor TAF1E von 7,54.

(Stoßfaktor = TAF = torque amplifizier factor)

Am Getriebeausgang nach 0,140 Sekunden ein Stoßfaktor TAF1A von 10,34 und an der Schneidwalze ein TAF1K von 11,51.

Bei der Variante II ergaben sich unter gleichen Annahmen am Getriebeeingang ein Stoßfaktor TAF1E von 3,6, am Getriebeausgang nach 0,112 Sekunden ein TAF1A von 7,63 und an der Schneidwalze ein Stoßfaktor TAF1K von 9,21.

Bei der Variante III, ohne Sicherheitskupplung, beträgt am Getriebeeingang der Stoßfaktor TAF1E 6,52, am Getriebeausgang TAF1A 12,87 und an der Schneidwalze TAF1K 13,70.

Aus den Ergebnissen der Parameteruntersuchungen ist ersichtlich, daß für die Auslegung der Schneidgetriebe die relevante Belastung am Getriebeausgang auftritt.

Setzt man den Stoßfaktor TAF1A = 12,87 bei starrem Antrieb mit 100% an, so ist erkennbar, daß die Sicherheitskupplung nach Variante I die Momentenspitze um 20% reduziert.

Der Einbau der Sicherheitskupplung nach Variante II senkt die Momentenspitze gar um 41%. Bei dieser Variante treten jedoch zwischen den Kupplungshälften wesentlich größere, relative Gleitgeschwindigkeiten auf, was sich in einer rund 75% höheren thermischen Belastung der Sicherheitskupplung gegenüber jener von Variante I auswirkt.

Bei den weiteren Parameteruntersuchungen wurden die Massenträgheitsmomente der Antriebsmotoren und die Materialfestigkeit variiert.

In den Abbildungen 13 bis 16 sind die Ergebnisse in Diagrammform dargestellt.

Der Stoßfaktor TAF1E am Getriebeeingang ist für die Auslegung der Kegelradstufe von Bedeutung, während der Stoßfaktor TAF1A am Getriebeausgang, wie bereits gesagt, der Berechnung des Getriebes, bzw. des Stirnrad-Planetenzuges zugrunde gelegt wird. Der Stoßfaktor TAF1K an der Schneidwalze ist für die Auslegung der Schneidwalze sowie für die globale Maschinenkonzeption maßgebend.

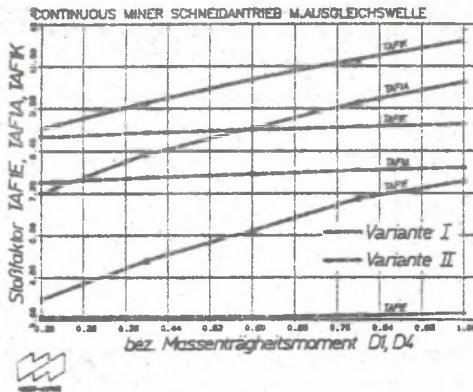


Abb. 13. Stoßfaktor TAF1E, TAF1A und TAF1K in Abhängigkeit vom bezogenem Massenträgheitsmoment  $D_1, D_4$

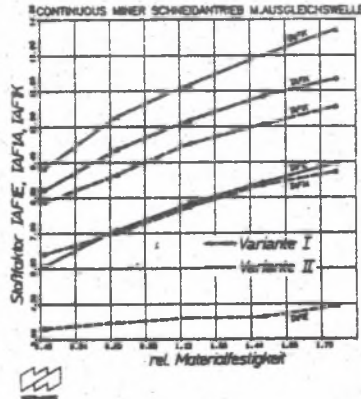


Abb. 14. Stoßfaktor TAF1E, TAF1A und TAF1K der Varianten I und II in Abhängigkeit von der relative Materialfestigkeit

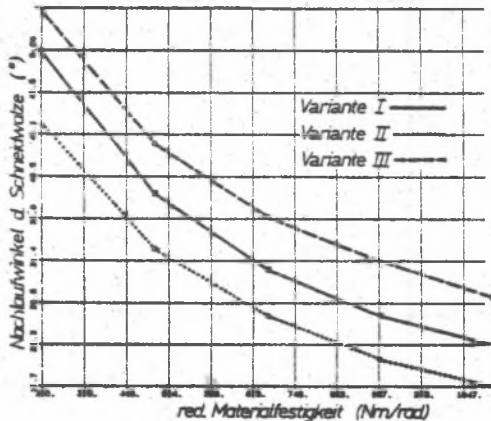


Abb. 15. Nachlaufwinkel der Schneidwalze für die Varianten I bis III in Abhängigkeit von der reduzierten Materialfestigkeit

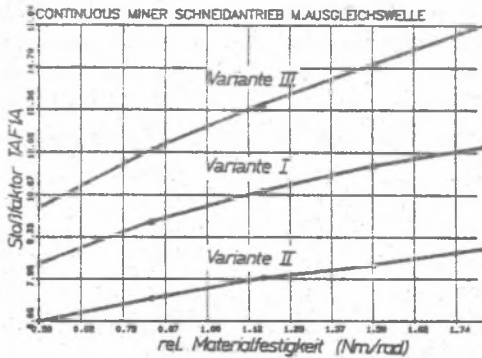


Abb. 16. Stoßfaktor TAF1A am Getriebeausgang 1 für die Varianten I bis III in Abhängigkeit von der relativen Materialfestigkeit

Die in Abbildung 13 erwähnten bezogenen Massenträgheitsmomente  $D_1$ ,  $D_4$  setzen sich aus den Massenträgheitsmomenten der Motoren und der Kupplungsanteile zusammen.

Die Abbildungen zeigen, daß bei der Variante II die kleinsten Stoßfaktoren auftreten. Dadurch ist diese Variante mit der Kupplungsanordnung direkt auf der Motorwelle, gekoppelt mit einer elektronischen Drehzahlüberwachung, die nach einer definierten Rutschzeit der Sicherheitskupplung den Asynchronmotor abschaltet, die geeignetste Bauform für den Schneidwalzenantrieb. Auf diese Weise ergeben sich bei der Dimensionierung der Getriebeeinheiten wesentliche Vorteile, die sich in der Erhöhung der Betriebssicherheit, sowie in der beträchtlichen Kostensenkung auswirken. Der Nachteil der größeren Kupplungserwärmung ist unbedeutend, da durch ein Kühlsystem die entstehenden Wärmemengen leicht abgeführt werden können.

#### ZUSAMMENFASSUNG

Am Beispiel eines Continuous Miners der VOEST-ALPINE Maschinenfabrik Zeltweg/Austria wurde das dynamische Verhalten des Doppelschneidtriebes mit Ausgleichswelle mit dem Ziel untersucht, die Variante zu finden, bei der die kleinste dynamische Belastung infolge Lastspitzen und Blockade der Schneidwalzen für die beiden Getriebe auftritt.

Für die einzelnen Bauvarianten konnten mit Hilfe des d'Alembertschen Prinzips Bewegungsgleichungen erstellt werden, die im Rahmen der Parameterstudien mit einem Runge-Kutta-Verfahren 4ter-Ordnung gelöst wurden.

Die Parameterstudien zeigen, daß die für die Berechnung der Schneidgetriebe relevante Belastung am Getriebeausgang auftritt. Variante III ohne Rutschkupplung hat am Getriebeausgang den höchsten Stoßfaktor TAF1A.

Variante I mit der Rutschkupplung in der Ausgleichswelle bringt eine Reduktion des Stoßfaktors um 20%, während die Variante II eine Reduktion um 41% ermöglicht und damit die dynamisch beste Lösung darstellt.

In den Parameterstudien konnten die auftretenden Stoßfaktoren in Abhängigkeit von der Zeit ab Blockadebeginn, dem Massenträgheitsmoment der Antriebsmotore und der Materialfestigkeit in Diagrammform dargestellt und diskutiert werden.

#### VERWENDETE FORMELZEICHEN

$c_E$	reduzierte Materialfestigkeit (Entlastung)	[Nm/rad]
$c_G$	reduzierte Materialfestigkeit (Belastung)	[Nm/rad]
$C_1$	Drehfedersteifigkeit	[Nm/rad]
$M_{AN1,2}$	Antriebsmoment des Asynchronmotors	[Nm]
$M_K$	Rutschmoment der Sicherheitskupplung	[Nm]
$M_{Kipp}$	Kippmoment des Asynchronmotors	[Nm]
$M_{LAST}$	Lastmoment auf der Schneidwalze	[Nm]
$M_N$	Nennmoment des Asynchronmotors	[Nm]
$S$	Kupplungssechslupf	[rad/sec]
TAF1E	Stoßfaktor am Getriebe 1 Eingang	[ ]
TAF1A	Stoßfaktor am Getriebe 1 Ausgang	[ ]
TAF1K	Stoßfaktor an der block. Schneidwalze 1	[ ]
TAF2E	Stoßfaktor am Getriebe 2 Eingang	[ ]
TAF2A	Stoßfaktor am Getriebe 2 Ausgang	[ ]
TAF2K	Stoßfaktor an der Schneidwalze 2	[ ]
$\epsilon$	Ansprechwinkelgeschw. d. Sicherheitskupplung	[rad/sec]
$\phi$	Verdrehwinkel	[rad]
$\dot{\phi}$	Winkelgeschwindigkeit	[rad/sec]
$\ddot{\phi}$	Winkelbeschleunigung	[rad/sec <sup>2</sup> ]
$\Theta$	Massenträgheitsmoment	[kg.m <sup>2</sup> ]
$T, t$	Zeit	[sec]

## LITERATUR

- [1] Magnus K.: Schwingungen, Teubner 1976 (LAMM).
- [2] Schiehlen W.: Technische Dynamik, Teubner 1986 (LAMM).
- [3] Jordan-Engeln G.: Numerische Mathematik für Ingenieure B.I. Hochschul-taschenbücher, 1972.
- [4] Roxborough F.: A practical Evaluation of some coal-cutting theories using a continuous miner. The Mining Engineer, Sept 1982.
- [5] ACSL-Reference Manual 1986, 4 Ed., Mitchell & Gauthier Associates, Concord, Mass. 01742.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Włodzimierz Sikora

BADANIA ZJAWISK DYNAMICZNYCH W UKŁADACH NAPĘDOWYCH  
ORGANU URABIAJĄCEGO Z WAŁEM WYRÓWNAWCZYM  
NA PRZYKŁADZIE KOMBAJNÓW CHODNIKOWYCH

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

Na przykładzie (Continuous Miners) kombajnu chodnikowego firmy VOEST-ALPINE, Maschinenfabrik Zeltweg (Austria) zostało przebadane dynamiczne zachowanie się dwubębnowego napędu urabiającego z wałem wyrównującym. W celu znalezienia wariantu przy którym wystąpi minimalne obciążenie dynamiczne spowodowane wystąpieniem maksimum obciążenia i blokadą walców urabiających dla obu przekładni.

Dla poszczególnych wariantów budowy kombajnu dało się zestawić za pomocą Zasady d'Alamberta równania ruchu, w ramach analizy parametrów metody Rungego-Kutta.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ  
В ПРИВОДНЫХ СИСТЕМАХ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА  
ИЗ УРАВНИТЕЛЬНЫМ ВАЛОМ В ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНАХ

Р е з ю м е

На примере (Continuous Miners) штрекопроходческого комбайна фирмы VOEST-ALPINE, Maschinenfabrik Zeltweg (Австрия) было испытано динамическое поведение двубарабанного привода с выравнивающим валом для определения варианта, при котором наступит минимальная динамическая нагрузка, вызываемая выступанием максимум нагрузки и блокаду вилок для обоих редукторов.

Для отдельных вариантов структуры комбайна удалось разработать при помощи принципа d'Alamberta уравнение движения в рамках анализа параметров метода Rungego-Kutta.