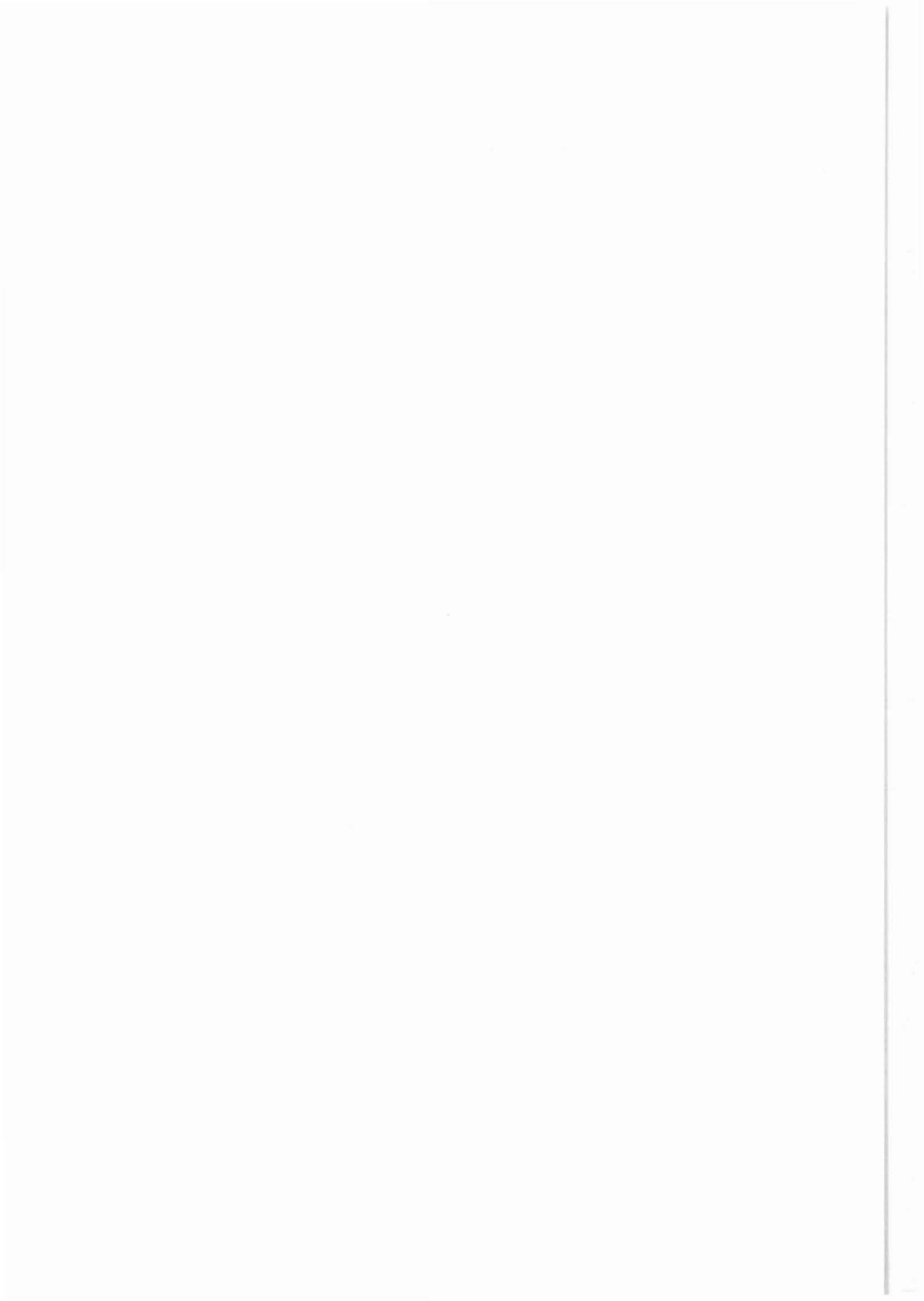


Eastman Christensen GmbH

Christensenstraße 1  
3100 Celle

Erarbeitung eines Konzepts für die weitere Entwicklung von  
Untertageantrieben, insbesondere Verdrängermotoren  
und Turbinen, zum Einsatz  
in der Kontinentalen Tiefbohrung

Dipl.-Ing. H. Daenicke  
Dr.-Ing. V. Krüger



## Inhaltsverzeichnis

	Seite
1. Einführung und Aufgabenstellung.....	282
2. Status Untertageantriebe, Anforderungen.....	283
2.1 Geschichtliche Entwicklung Untertageantriebe...	283
2.2 Gründe für den Einsatz von Bohrlochsohlen- motoren.....	285
2.3 Arten von Untertageantrieben.....	286
2.4 Aufbau von Untertageantrieben.....	288
2.5 Stand der Technik.....	290
2.6 Festlegung der Anforderungen an den Unter- tageantrieb bei der KTB.....	290
2.6.1 Vorgaben seitens KTB.....	290
2.6.2 Festlegen des Werkzeugdurchmessers.....	290
2.6.3 Leistungsbedarf von Meißeln.....	290
2.6.3.1 Leistungsbedarf von Rollenbohr- und Dia- mantwerkzeugen im kristallinen Hartgestein.....	291
2.6.4 Erforderliche Leistungsdaten der Motoren.....	296
2.6.4.1 Schnellaufende Motoren für Diamantmeißel.....	296
2.6.4.2 Langsamlaufende Motoren für Rollenmeißel.....	298
3. Lösungsmöglichkeiten.....	302
3.1 Übersicht.....	302
3.2 Lösungsmöglichkeit für schnellaufende Motoren..	302
3.3 Lösungsmöglichkeit für langsamlaufende Motoren.	305
3.3.1 Verdrängermotoren.....	305
3.3.1.1 Moinaeu Motor.....	305
3.3.1.2 Flügelzellenmotor.....	306
3.3.2 Turbinen.....	308
3.3.2.1 Einsatz von Bremsstufen.....	308
3.3.2.2 Verwendung eines Drehzahlbegrenzers.....	313
3.3.3 Schnellaufende Turbine mit Untersetzungs- getrieben.....	316
4. Planung des erforderlichen Entwicklungs- projektes.....	320
4.1 Diskussion der Lösungsmöglichkeiten.....	320
4.2 Vorschlag für den Einsatz von Bohrloch- sohlenmotoren in der KTB Hauptbohrung.....	323

## Kurzfassung KTB Studie

### 1. Einführung und Aufgabenstellung

Im geowissenschaftlichen Projekt "kontinentale Tiefbohrung" sollen Erkenntnisse über die Zusammensetzung und Entstehung der Erdkruste gewonnen werden. Um die geplante über-tiefe Bohrung unter wirtschaftlich und technisch optimalen Voraussetzungen durchführen zu können, müssen geeignete Bohrwerkzeuge zur Verfügung stehen. Dazu gehören ganz besonders Untertageantriebe, deren Einsatz als Meißeldirektantrieb besonders in sehr tiefen Bohrungen günstiger ist als die Anwendung des Rotarybohrverfahrens. Darüber hinaus können bestimmte Bohrarbeiten, wie beispielsweise das gezielte Ablenken, sinnvoll nur mit Meißeldirektantrieben durchgeführt werden. Eine sachgerechte Entwicklung von Untertageantrieben für extreme Bedingungen stellt eine Voraussetzung für das Gelingen der Bohrung dar. Vor Beginn der eigentlichen Entwicklung von Antrieben sollte eine detailliert durchzuführende Studie zur Festlegung des Entwicklungsprogramms stehen.

Das Gesamtziel der Studie besteht darin, durch Bewertung der zu erwartenden Anforderungen an die Untertageantriebe für die kontinentale Tiefbohrung und durch realistische Abschätzung des Entwicklungspotentials die Grundlage für anschließend durchzuführende Entwicklungsarbeiten zu schaffen.

Insbesondere sollen die prinzipiellen Vorzüge und Nachteile von Verdrängermotoren und Turbinen in Relation zu den Bohrbedingungen im kristallinen Hartgestein klar herausgestellt werden. Für den jeweiligen Antriebstyp sollten die Umgebungs- und Betriebsbedingungen eingegrenzt werden, unter denen der Einsatz sinnvoll ist und für die eine Weiterentwicklung der Antriebe mit großer Wahrscheinlichkeit zum Erfolg führt.

Im Rahmen der Studie wurde zunächst ein allgemeiner Überblick über die grundsätzlichen Arten von Bohrlochsahlenmotoren gegeben, sowie die geschichtliche Entwicklung von Meißeldirektantrieben aufgezeigt. Das Kapitel Stand der Technik befaßt sich bezogen auf die KTB-Erfordernisse mit den in der westlichen Welt verfügbaren Bohrlochsahlantrieben und gibt auch einen Überblick über die in der UdSSR verfügbaren Antriebe.

## 2. Status Untertageantriebe, Anforderungen

Es wurden verschiedene Lösungsmöglichkeiten aufgezeigt, die auf den speziellen Anforderungen der KTB an die Bohrlochsohlenmotoren basieren. Die Möglichkeiten wurden bewertet und darauf aufbauend ein detaillierter Vorschlag zur Durchführung eines Entwicklungsvorhabens einschließlich einer Zeit- und Kostenabschätzung ausgearbeitet.

### 2.1 Geschichtliche Entwicklung Untertageantriebe

Die "Rotary"- oder Drehbohrtechnik kann grundsätzlich in zwei Klassen unterschieden werden, und zwar danach, ob sich der Motor, mit dem der Bohrmeißel angetrieben wird, übertage oder untertage in Nähe der Bohrlochsohle befindet. Der Gedanke, den Bohrmeißel mit einem Bohrlochsohlenmotor direkt anzutreiben, anstatt das Bohrgestänge als lange Antriebswelle zu benutzen, ist so alt wie das Rotaryverfahren selbst.

Theoretisch eignen sich eine Vielzahl von unterschiedlichen Motortypen für den Antrieb, durchgesetzt haben sich aber aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten und wegen ihrer Einfachheit nur solche Motoren, die ihre Antriebsenergie aus der ohnehin nötigen Bohrspülung beziehen. Diese sind hydrodynamische Antriebe oder Turbinen und hydrostatische Antriebe oder Verdrängermotoren.

Hydrostatische Motoren fanden Eingang in die Bohrtechnik erst in den sechziger Jahren, die frühesten Patente für Turbinen wurden dagegen bereits in den siebziger Jahren des vorigen Jahrhunderts ausgestellt. Dabei handelte es sich allerdings noch um die Turbine als integralen Bestandteil des Bohrmeißels.

Die erste Bohrturbine, aufgebaut mit nur einer schnelllaufenden Stufe und Untersetzungsgetriebe, beruht auf einem russischen Patent von 1923 und wird 1924 zum ersten Mal im Feld in Baku eingesetzt. Fast gleichzeitig, 1924 in den USA und 1925 in Frankreich, werden die ersten mehrstufigen Turbinen patentiert, kurze Zeit später auch gebaut und im Feld eingesetzt. Bemerkenswert ist die von Lachamp und Perret patentierte Turbine, die durch den Bohrstrang eingelassen werden konnte und mit einem durch Fliehkraft radial ausfahrenden Rollenmeißel ausgerüstet war. Aus verschiedenen, aber meist technischen Gründen, konnten sich diese Turbinen nicht durchsetzen. Während in der westlichen Welt mit Turbinen lange Zeit überhaupt nicht gearbeitet wurde, wurden die Turbinen in der Sowjetunion seit 1934 konsequent weiterentwickelt. Alle heute - auch die im Westen - verwendeten Turbinen stammen im Prinzip von diesen Entwicklungen ab. Der Anteil des Turbinenbohrens lag in der UdSSR in den sech-

ziger Jahren bei fast 90%, ist aber vermutlich aufgrund von verbesserten Rotary-Techniken inzwischen zurückgegangen. Als Bohrmeißel werden beim Turbinenbohren in der UdSSR überwiegend Rollenmeißel eingesetzt. Der Einsatz von Rollenmeißeln ist auch der wesentliche Grund für das Bestreben, Turbinen mit niedriger Drehzahl und hohen Drehmomenten zu entwickeln. Der Einsatz von Diamantmeißeln in der UdSSR mit Turbinen ist für den insgesamt hohen Anteil des Turbobohrens überraschend gering.

In Deutschland wurden die ersten Bohrturbinen 1938 - 1940 von der Firma Voith gebaut. Erste Erfolge im Turbinenbohren in Westeuropa wurden jedoch erst 1956 nach erfolgreichen Testläufen in Südfrankreich in St. Bauville mit den ersten zwei von Neyrpic in Grenoble gebauten 10" Turbinen erzielt. Für Richtbohrarbeiten wurden in der westlichen Welt nach 1960 neben Neyrpic-Antrieben überwiegend Turbinen eingesetzt, die in Lizenz nach russischen Konstruktionsunterlagen gebaut wurden. Für das Leistungsbohren finden hauptsächlich Neyrpic-Turbinen und die von ehemals Christensen Diamond Products entwickelten Antriebe Verwendung.

Die Entwicklung von Meißeldirektantrieben mit hydrostatischer Kennlinie begann 1957 mit der Patentanmeldung von W. Clark für einen 1/2-gängigen Motor.

1962 bis 1964 führte das "Institut für Entwicklung von Bohrtechniken der Sowjetunion" (VNIIBT) Grundsatzuntersuchungen an Moineau-Motoren durch, die 1966 zur Fertigung von 9/10 gängigen Prototypen führten, die als D-Motoren bekannt geworden sind.

Die Erfolge, die Dyna Drill mit den Motoren beim Richtbohren erzielte, weckte das allgemeine Interesse an Moineau Motoren, besonders an mehrgängigen Motoren.

1975 erwarb Schlumberger eine Lizenz und begann die Fertigung eines 5/6 gängigen Motors, der mit dem Namen "Georotor" von BCT patentiert wurde. Etwa zur gleichen Zeit begann Baker mit der Entwicklung eines 3/4 gängigen Motors.

1977 wurde von Christensen der Navi Drill als zweiter 1/2 gängiger Moineau Motor im Markt eingeführt.

Für die 9/10 gängigen Motoren aus der UdSSR wurden Lizenzen für Vertrieb und Fertigung an die Firma Drilex vergeben.

Weitere Firmen, die hydrostatische Motoren nach dem Moineau Prinzip vertreiben, sind Teleco/Magna Drill, Neyrfor, Maxi Torque, Baker/Hughes.

In den letzten Jahren hat sich ein starker Trend hin zu Multilobmotoren mit hohem Drehmoment und niedriger Drehzahl abgezeichnet, um besonders Compact Meißel, aber auch Rollenmeißel antreiben zu können.

## 2.2 Gründe für den Einsatz von Bohrlochsohlenmotoren

Beim Rotary-Bohrverfahren ist der Bohrmeißel mit einem Strang aus Stahlrohren verbunden, dessen unterer Bereich schwerer ausgeführt ist, um die Meißellast aufzubringen und den größten Teil des Strangs unter Zugspannung zu halten. Dadurch werden ein Ausknicken des Gestänges und damit gleichzeitig hohe Beanspruchung und hoher Verschleiß verhindert. Über ein im Drehtisch axial verschiebbares Rohr mit äußerem Vielkantprofil, die Mitnehmerstange, wird der Bohrstrang gedreht.

Bei Einsatz von durch die Bohrspülung angetriebenen Bohrlochsohlenmotoren hat der Bohrstrang theoretisch nur noch die Aufgabe, den Spülungs- und damit Energietransport zu übernehmen und außerdem das Reaktionsmoment des Motors abzustützen. Dieses könnte auch direkt zwischen Motor und Bohrlochwand geschehen, ebenso wie die Meißelbelastung auch direkt von einem mit dem Motor verbundenen Vorschubelement übernommen werden könnte.

Der wesentliche Unterschied für den Einsatz liegt aber darin, daß der Bohrstrang zwar mitgedreht werden kann, aber zum reinen Antrieb des Meißels nicht gedreht werden muß. Dadurch ergeben sich zwei sehr bedeutende Vorteile. Durch Einsatz von Knickstücken oberhalb des Motors oder als integralem Bestandteil des Motors kann der Motor relativ zur Bohrlochachse gekippt werden und zur Änderung von Bohrlochneigung oder -richtung ausgerichtet werden. Dieses ist die heute ausschließlich angewandte Methode, vertikale Bohrungen abzulenken oder im bereits geneigten Bohrloch schnelle Rich-

tungsänderungen des bereits geneigten Bohrlochs zu bewirken. Der zweite Vorteil liegt darin, daß bei stehendem oder nur langsam mitgedrehtem Bohrstrang kein oder nur niedriger abrasiver Verschleiß bei der Berührung des Strangs mit der Bohrlochwand auftritt. Der Verschleiß des Bohrstrangs wird zusätzlich dadurch niedrig gehalten, daß das vom Bohrstrang aufzunehmende Reaktionsmoment des Motors im allgemeinen deutlich niedriger ist, als das Moment, das beim Rotary-Bohren zum Antrieb des Meißels benötigt wird.

Die höhere Leistung, die der Bohrlochsohlenmotor an den Meißel abgibt, entsteht durch die üblicherweise deutlich höhere Drehzahl. Auch ergibt sich durch die höhere Drehzahl, die mit dem Bohrgestänge nicht erreicht werden kann, die Möglichkeit, Diamantbohrmeißel sinnvoll einzusetzen, um gleichzeitig hohe Bohrfortschritte und höhere Meißelstandzeiten als mit Rollenmeißeln zu verwirklichen.

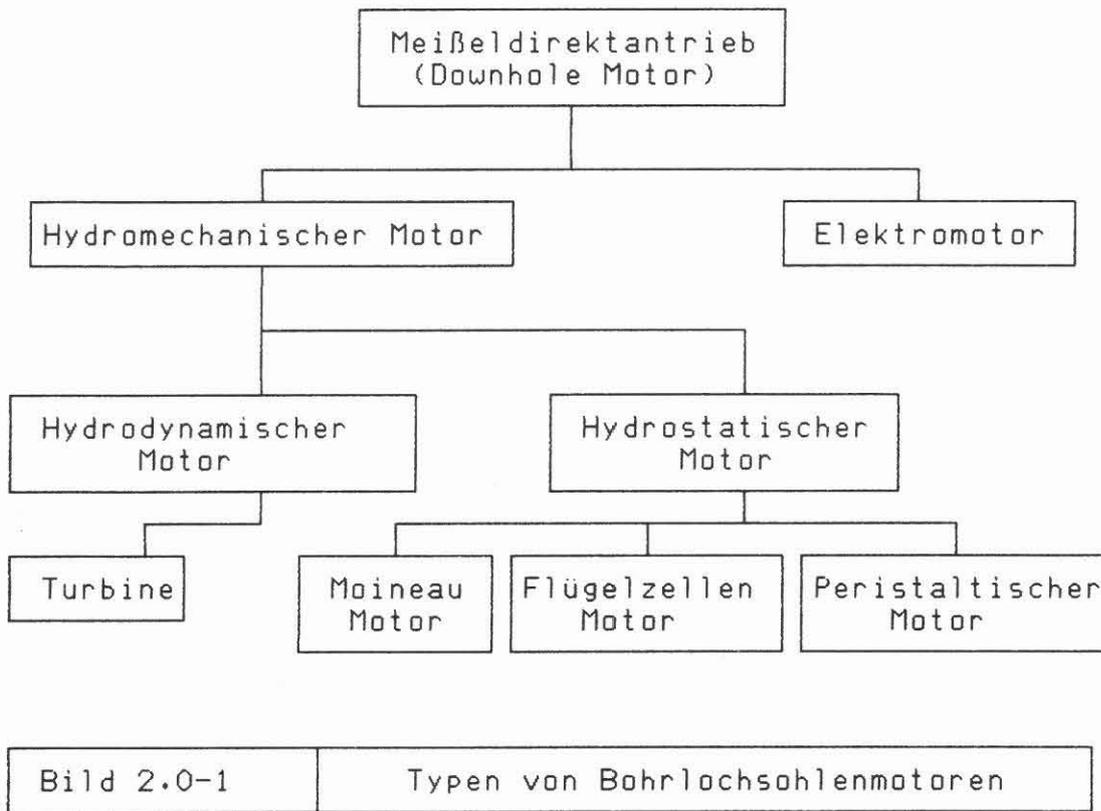
Als Nachteil ist aber festzustellen, daß Rollenmeißel entweder gar nicht oder nur mit Abstrichen hinsichtlich ihrer Lebensdauer betrieben werden können. Hier setzen die wirtschaftlichen Überlegungen an, die dazu führen, daß Bohrlochsohlenmotoren mit Diamantbohrmeißeln nur dann verwendet werden, wenn entweder bei reinen Richtbohrarbeiten keine technisch sinnvolle Alternative besteht, oder wenn in tiefen Bohrungen niedrigere Bohrfortschritte und kürzere Lebensdauer von Rollenmeißeln zu unverträglich hohen Kosten durch lange Stillstandszeiten der Bohranlage führen.

### 2.3 Arten von Bohrlochsohlenmotoren

Theoretisch eignen sich eine Vielzahl von unterschiedlichen Motortypen für den Antrieb, durchgesetzt haben sich aber aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten und wegen ihrer Einfachheit solche Motoren, die ihre Antriebsenergie aus der ohnehin nötigen Bohrspülung beziehen. Diese sind hydrodynamische Antriebe oder Turbinen und hydrostatische Antriebe oder Verdrängermotoren nach dem Moineau Prinzip.

Vorgeschlagen und zum Teil auch im Feld eingesetzt wurden neben anderen hydromechanischen Motoren auch Elektromotoren, die aber über das Prototypenstadium nur in der UdSSR kommerzielle Verwendung gefunden haben.

Bild 2.0-1 gibt einen prinzipiellen Überblick über die unterschiedlichen Systeme.



Turbinen sind hydrodynamische Antriebe, die die Bewegungsenergie der strömenden Flüssigkeit in mechanische Arbeit umsetzen. Die Drehmoment-Drehzahlabhängigkeit hat grundsätzlich anderen Charakter als die der Verdrängermotoren. Bei konstantem Volumenstrom stellt sich die Drehzahl abhängig vom geforderten Moment ein. Druck und damit zugeführte Leistung sind unabhängig von der wirklich benötigten Leistung und nahezu konstant. Aufgrund der fast ausschließlichen Verwendung von Metallen für die Turbinenbauelemente und dem berührungsfreien Arbeiten der Turbinenräder ist auch eine allgemein höhere Lebensdauer von Turbinen im Vergleich zu Moineau-Motoren zu erwarten.

Die nach dem Verdrängerprinzip arbeitenden Motoren halten bei konstantem Volumenstrom eine nahezu feste Drehzahl ein. Leistung und Drehmoment werden durch den technisch möglichen Druckabbau bestimmt. Die Tatsache, daß der Druckabbau dem abgeforderten Drehmoment proportional ist, bedeutet eine dem wirklichen Bedarf angepaßte Energiezufuhr durch die Spülungsflüssigkeit.

Der nach dem Moineau Prinzip arbeitende Verdrängermotor ist der einzige kommerziell verfügbare hydrostatische Antrieb in der Bohrtechnik. Nach diesem Prinzip arbeitende Pumpen haben in vielen Bereichen der Industrie Anwendung gefunden, besonders dann, wenn Medien mit hohem Anteil an Feststoffen oder abrasiven Bestandteilen gefördert werden müssen. Diese Unempfindlichkeit gegenüber Verschmutzungen der Spülflüssigkeit und weiterhin die bereits genannte günstige Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik sind Gründe für die fast ausschließliche Verwendung von Moineau-Motoren in der Bohrtechnik.

Bedingt durch die Auskleidung des Stators der Moineau-Motore mit Elastomeren ergibt sich jedoch eine Limitation hinsichtlich der Temperatur, die für zur Zeit verfügbare Motoren bei ca. 150° C liegt, was die Anwendung bei der KTB deutlich einschränkt.

## 2.5 Stand der Technik

Stand der Technik für das Niederbringen von Bohrungen im kristallinen Hartgestein ist die Verwendung von Rollenmeißeln. Der Einsatz von Diamantmeißeln hat sich bisher nicht bewährt, da sich im Zentrum des Meißels zu geringe Schnittgeschwindigkeiten ergeben.

Aus der Verwendung von Rollenmeißeln ergibt sich zwangsläufig die Forderung nach einer sehr niedrigen Drehzahl, um akzeptable Standzeiten zu erzielen. Für Rollenmeißel günstige Drehzahlen lassen sich neben dem Rotaryverfahren in erster Linie mit hydrostatischen Antrieben realisieren, die jedoch zur Zeit keine ausreichende Temperaturbeständigkeit aufweisen, so daß der Einsatz von Turbinen, die sich relativ einfach auf hohe Temperaturbeständigkeit ausrüsten lassen, zur Zeit die einzige brauchbare Lösung zum Antrieb vorort anbieten. Allerdings weisen Turbinen systembedingt hohe Drehzahlen auf und erfordern daher für den Einsatz von Rollenmeißeln Maßnahmen zur Drehzahlreduzierung.

In der Sowjetunion, wo das Turbinenbohren weiter verbreitet ist als das Rotaryverfahren, werden zur Drehzahlreduzierung überwiegend Bremsstufen und Untersetzungsgetriebe verwendet. Einen Eindruck über den Stand der Technik in der UdSSR läßt sich aus dem Bericht von A. Kozlovsky über die Kola Bohrung gewinnen. Der im Vergleich zur westlichen Welt extrem hohe Anteil des Turbinenbohrens in der UdSSR läßt prinzipiell einen hohen Standard vermuten. Allein ein Werk im Ural soll pro Jahr 8000 Turbinen fertigen, was für westliche Verhältnisse eine nahezu unvorstellbare Größenordnung bedeutet. Betrachtet man allerdings die von Kozlovsky aufgeführten

Daten aus der Kola Bohrung (Tab 2.5-1), so läßt sich feststellen, daß die dort erzielten Ergebnisse hinsichtlich Meißelstandzeit und Turbinenerwartungsintervalle allerdings unakzeptabel niedrig sind. Das wesentliche Problem scheint hier neben den sehr niedrigen Meißelstandzeiten von max. 10 m auch die sehr kurzen Wartungsintervalle der Turbinen zu sein, was in erster Linie auf die nicht ausreichende Temperaturbeständigkeit der Motorkomponenten zurückzuführen ist. Den Ausführungen von Kozlovsky zufolge konnte bei den in der Kola Bohrung eingesetzten Turbinen die Temperaturgrenze bis auf 200° C erhöht werden.

Deutliche Erhöhungen der Meißelstandzeiten konnten offensichtlich durch Verringerung der Drehzahl und durch die Verwendung von Dämpfern zur Reduzierung der im Betrieb auftretenden Schwingungen erzielt werden. Durch die Verwendung von Bremsstufen konnte die Nenndrehzahl von 520 min<sup>-1</sup> auf ca. 200 min<sup>-1</sup> abgesenkt werden. Diese Maßnahme erfordert allerdings eine relativ hohe Stufenzahl und bedingt einen niedrigen Gesamtwirkungsgrad von unter 20%. Ein derartig schlechter Wirkungsgrad kann gerade in sehr großen Teufen zu Problemen hinsichtlich der erforderlichen Pumpenleistung führen. Untersetzungsgetriebe ermöglichen dagegen niedrige Drehzahlen unter 200 min<sup>-1</sup> bei gleichzeitig gutem Gesamtwirkungsgrad.

Im Gegensatz zur westlichen Welt, wo das Turbinenbohren zugunsten des Verdrängermotors rückläufig ist, hat sich der hydrostatische Motor in der Sowjetunion offensichtlich noch nicht durchgesetzt. Der mit dem 9/10 gängigen Moineau Motor D2-172M abgeteufte Anteil lag lediglich bei 4%. Aufgrund der sehr niedrigen Drehzahl konnten mit diesem Motor zwar die Bohrmeter pro Meißelmarsch erhöht werden, Schwächen der Gelenkwelle verursachen jedoch sehr kurze Wartungsintervalle. Die Elastomerauskleidung des Stators versagte bei statischen Temperaturen von 140 - 150° C und auch hochtemperaturbeständige Elastomere konnten nicht über 160° C eingesetzt werden.

Grundsätzlich anders stellt sich die Situation in der westlichen Welt dar. Für den mittleren Drehzahlbereich bieten mehrere Hersteller technisch ausgereifte Moineau-Motoren an. Gleiche Zuverlässigkeit lassen die mehrgängigen Motoren erwarten, die zunehmend im Markt eingeführt werden. Mit diesen mehrgängigen Systemen lassen sich problemlos Drehzahlen unter 150 min<sup>-1</sup> realisieren. Allerdings kann nicht davon ausgegangen werden, daß selbst durch intensive Weiterentwicklung der Elastomere in den nächsten Jahren Moineau Motoren für Temperaturen von deutlich über 200° C zur Verfügung stehen werden.

Bezüglich der Turbinen sind in der westlichen Welt zur Zeit keine Werkzeuge verfügbar, die bei Temperaturen von

## 2.6 Festlegung der Anforderungen an den Untertageantrieb

Neben den von der KTB vorgegebenen Parametern wie Temperatur, Teufe, Bohrlochdurchmesser und Volumenstrom sind die Werkzeugdurchmesser sowie die Leistungsdaten der Untertageantriebe festzulegen.

### 2.6.1 Vorgaben seitens KTB

Temperatur: Erwartung bei Endteufe 270  $\pm$  50 C

Bohrloch-  
Durchmesser,  
Teufen:

10 5/8"	5000 - 10000 m
8 1/2"	10000 - Endteufe

Volumenstrom: 10 5/8" Bohrloch ca. 1000 l/min  
8 1/2" Bohrloch max. 1000 l/min

Bohrspülung:

Spülungstyp: wasserbasisches anorganisches Spülungssystem,  
feststofffrei

Dichte: 1,05 kg/dm<sup>3</sup>

YP : 2,5 Pa  
PV : 22 m Pas Fließmodell Bingham

### 2.6.2 Festlegen des Werkzeugdurchmessers

Um eventuell notwendig werdende Fangarbeiten zu ermöglichen, werden folgende max. Werkzeugdurchmesser festgelegt:

8 1/2" Bohrloch	Werkzeugdurchmesser 6 3/4"
10 5/8" Bohrloch	Werkzeugdurchmesser 8 1/2"

### 2.6.3 Leistungsbedarf von Meißeln

Für die Festlegung der Leistungsdaten der Untertageantriebe insbesondere der langsamlaufenden Turbinen ist es erforderlich, den Leistungsbedarf der Meißel zu berechnen.

Da neben dem Einsatz von Rollenmeißeln auch die Möglichkeit nicht ausgeschlossen werden sollte, schnellaufende Diamantmeißel einzusetzen, werden Leistungsabschätzungen auch für diese Meißeltype durchgeführt.

### 2.6.3.1 Leistungsbedarf von Rollenbohr- und Diamantwerkzeugen im kristallinen Hartgestein

#### 1. Rollenmeißel

Allgemein stehen nur wenig ausführliche und detaillierte Daten über das Bohren im kristallinen Hartgestein zur Verfügung. Trotzdem wird hier der Versuch unternommen, den Leistungsbedarf von Vollbohrwerkzeugen abzuschätzen, die gegenüber den Kernbohrwerkzeugen höhere Leistungen benötigen.

Rollenbohrwerkzeuge wurden bisher wohl am weitestgehenden von T.M. Warren untersucht, der eine Beziehung zwischen Drehmoment bezogen auf Meißellast und Meißelgröße gegenüber dem Bohrfortschritt bezogen auf Drehzahl und Meißelgröße ermittelte. Dabei war der Einfluß des Bohrlochdruckes offensichtlich zu vernachlässigen. Für Hartgestein ermittelte er die folgende Beziehung.

$$M \text{ (Nm)} = (1,3 + 8,1 \sqrt{\frac{\text{ROP (ft/hr)}}{n \text{ (1/min)} \cdot d \text{ (in)}}}) \cdot d \cdot \text{WOB (lbf)} \cdot 1,36 \text{ (lbf} \rightarrow \text{Nm)}$$

Für Vollbohrwerkzeuge der Größen 8 1/2" und 10 5/8" ergeben sich hiermit für eine angenommene Belastung von 200 kN die in Bild 2.6-1 dargestellten Drehmomente in Abhängigkeit von der Drehzahl. Dabei ist zu beachten, daß das Drehmoment linear von der Meißellast abhängt. Bei den Bohrungen im Granit im Rahmen des Hot Dry Rock Projekts in Cornwall konnte beobachtet werden, daß zum Zerstören der Feldspatkristalle ein hoher Andruck benötigt wurde (Beswick). Auch in anderen Bohrungen wurde der Zusammenhang von hohem Andruck, niedriger Drehzahl und hohem spezifischem Drehmoment (T/WOB) ermittelt.

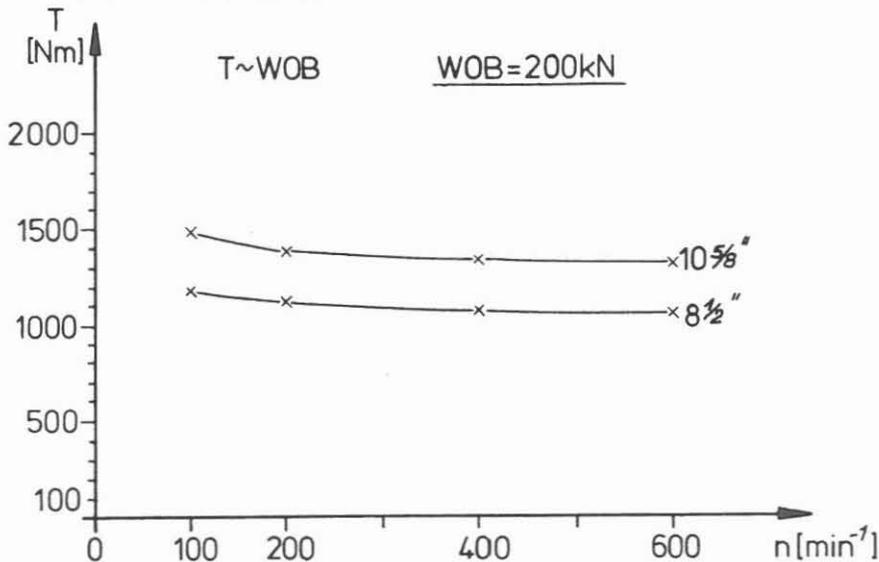


Bild 2.6-1 Drehmomente für Rollenbohrmeißel in Hartgestein nach T.M. Warren

Tiraspolsky z.B. gibt für 7 - 12" Rollenmeißel folgende spez. Drehmomente an:

harte Formationen	5 < 8,5	Nm/kN
mittelharte Formationen	9 < 12,5	Nm/kN
weiche Formationen	13 < 16,5	Nm/kN

Daraus lassen sich folgende Kopplungswerte  $\mu_k$  bestimmen:

harte Formationen	$\mu_k = 0,11$
mittelharte Formationen	$\mu_k = 0,20$
weiche Formationen	$\mu_k = 0,29$

Unter Berücksichtigung der von den Rollenmeißelherstellern angegebenen max. spez. Meißellasten Wsp von bis zu 1400 N/mm für extra harte Formationen ergeben sich damit folgende max. Meißellasten und die daraus resultierenden erforderlichen Drehmomente.

Bohrloch 8 1/2" :	WOB = 300 kN,	$T_{\text{erf}} = 1782$ Nm
Bohrloch 10 5/8" :	WOB = 380 kN,	$T_{\text{erf}} = 2820$ Nm

Bei den Angaben bezüglich einer für Rollenmeißel im Hartgestein günstigen Drehzahl ergeben sich recht unterschiedliche Werte. Als für Rollenmeißel max. erträgliche Drehzahl gibt Tiraspolsky  $400 \text{ min}^{-1}$  an, deren Überschreitung unakzeptabel kurze Standzeiten zur Folge hat. Als günstigen Bereich nennt er  $200 - 300 \text{ min}^{-1}$ . Von den Rollenmeißelherstellern hingegen werden für harte Formationen Drehzahlen von unter  $100 \text{ min}^{-1}$  empfohlen.

Laborversuche mit Rollenmeißeln (BCT-SMF) im Granit haben zwar gezeigt, daß sowohl Drehzahl als auch Meißellasterhöhung den Bohrfortschritt deutlich steigern (Bild 2.6-2), auf der anderen Seite zeigt Kurochbin aber auch, daß Last und Drehzahlsteigerung die Standzeit wesentlich reduzieren (Bild 2.6-3), so daß für die Praxis ein sinnvoller Kompromiß zwischen Bohrfortschritt und Meißelstandzeit zu suchen ist. Bei hohen Roundtripzeiten, wie sie bei der KTB zu erwarten sind, ist der Bohrfortschritt sicherlich relativ unbedeutend, so daß eine möglichst hohe Standlänge angestrebt werden sollte.

Des weiteren ist zu berücksichtigen, daß die von Tiraspolsky gemachten Angaben sich auf Quellen aus der russischen Literatur beziehen, d.h. daß aufgrund des überwiegenden Antriebes der Rollenmeißel durch Turbinen die von Meißelherstellern für Rollenmeißel genannten günstigen Drehzahlen in der Sowjetunion in der Vergangenheit fast nie erreicht wurden.

Fig. 265a. ACR 8½" diameter three-cone bit in granite. BCT tests on SMF bench.  $v = f(n)$ .

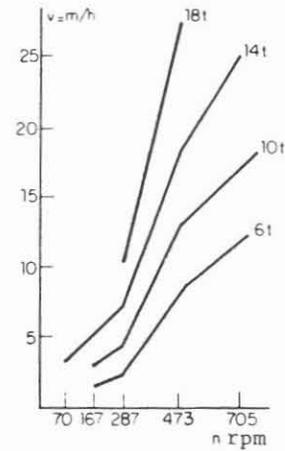


Bild 2.6-2 Bohrfortschritt eines 8 1/2" Rollenmeißels im Granit in Abhängigkeit von Drehzahl und Belastung nach Tiraspolsky

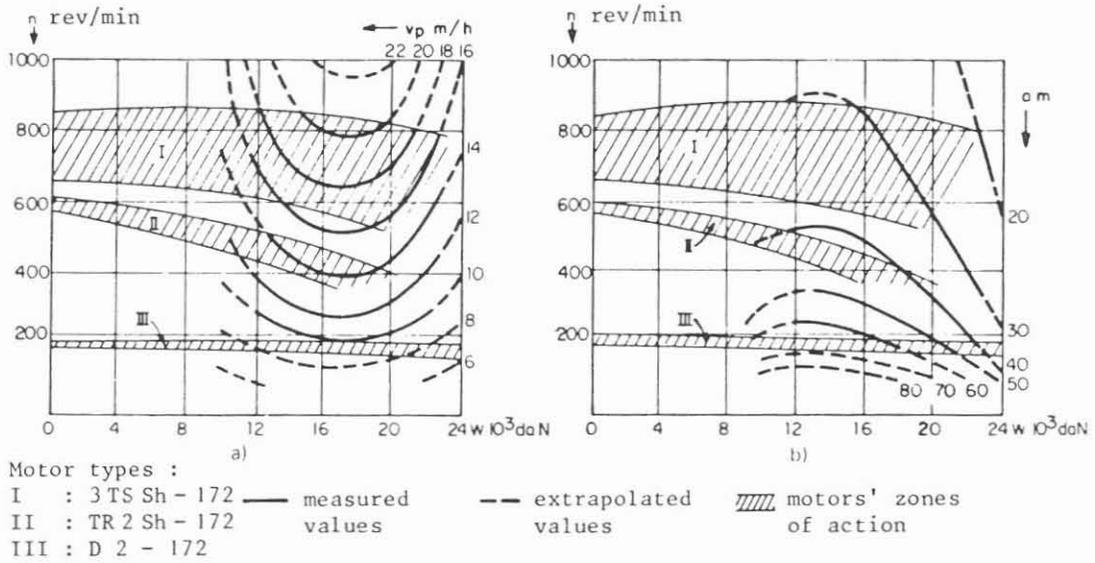


Bild 2.6-3 Bohrfortschritt und Lebensdauer eines 7 1/2" Rollenmeißels nach Tiraspolsky

Allgemein gilt, daß der Rollenmeißel an den Rollenzähnen verschleißt, wenn er unter hoher Drehzahl und geringer Last gefahren wird; andererseits verschleiben die Rollenlager bei langsamer Drehzahl und hoher Last. Der Verschleiß des Meißels hat nicht zuletzt auch einen deutlichen Einfluß auf den Wirkungsgrad, der dann bis unter 50% absinken kann.

## 2. Diamantmeißel

Im Gegensatz zum Rollenmeißel bleibt beim imprägnierten Diamantmeißel der Wirkungsgrad bis zum Erreichen der Verschleißgrenze im wesentlichen konstant. Es werden lediglich die Spülungswege nach und nach mit dem Abtrag der imprägnierten Schneidelemente kleiner. Die Schneidelemente selbst zeigen einen leichten Anstieg des Verschleißes im letzten Drittel des Abtrags, der dadurch bedingt ist, daß die Diamantsplitter sich im Fertigungsprozeß etwas absetzen.

Erkenntnisse aus bekannten Bohrungen im kristallinen Hartgestein lassen sich für imprägnierte Diamantwerkzeuge nur schwer ziehen, da einerseits in der Regel nur Kernbohrwerkzeuge zum Einsatz kommen, andererseits die eingestellten Parameter offensichtlich unzureichend waren (Tab. 2.6-1). In Modellversuchen mit Schneidstiften sowie eigenen Bohrversuchen in Cella konnte ermittelt werden, daß für imprägnierte Diamantwerkzeuge ein Andruck von ca.  $10 - 15 \text{ N/mm}^2$  Segmentfläche benötigt wird, um guten Bohrfortschritt zu erzielen.

Um eine ausreichende Bespülung der Bohrlochsohlenfläche zu gewährleisten, sollten die von den Diamantmeißelherstellern gemachten Angaben von mind. 1130 l/min für das 8 1/2" Bohrloch bzw. 1550 l/min für das 10 5/8" Bohrloch nicht unterschritten werden. Die Schnittgeschwindigkeit sollte mindestens 3 m/s betragen und kann durchaus auf über 5 m/s gesteigert werden.

In den bisherigen Bohrungen im kristallinen Hartgestein wurden nur Schnittgeschwindigkeiten um 0,5 m/s erreicht, lediglich in der Bohrung Urach kam neben dem Rotarybohren auch ein Motor zum Einsatz, so daß die Schnittgeschwindigkeit von 0,7 m/s auf 2,4 m/s gesteigert wurde. Dies hatte den 3-fachen Bohrfortschritt zur Folge, wobei gleichzeitig die Standzeit des Meißels verdoppelt werden konnte.

Unter Annahmen eines Kopplungsfaktors  $\mu_k = 0,2$  ergeben sich damit für den Einsatz von imprägnierten Diamantmeißeln in der KTB Bohrung folgende Leistungsparameter:

Lokation	Gestein	D [mm]	d [mm]	Typ	Reibw. [-]	Ad [%]	ROP [m/h]	sk [m]	WOB [kN]	n [min]	v.sp [l/mi]	dn [mm]	Ak [mm <sup>2</sup> ]	Ad [mm <sup>2</sup> ]	WOB/Ad [N/mm <sup>2</sup> ]	vs [m/s]	v.sp/Ak [l/h <sup>2</sup> mm <sup>2</sup> ]	M [Nm]	P [kW]
Boettstein	Kristal.	158	88.9	TA imp	0.08	50	0.43	15	75	60	550	123.5	13400	6700	11.2	0.4	2.46	370	2.3
Boettstein	Kristal.	158	88.9	TB imp	0.08	50	0.61	18	75	60	550	123.5	13400	6700	11.2	0.4	2.46	370	2.3
Boettstein	Kristal.	158	88.9	TC imp	0.08	50	0.56	11.8	75	60	550	123.5	13400	6700	11.2	0.4	2.46	370	2.3
Weiach	Kristal.	158	88.9	TA imp	0.08	50	0.35	13.1	40	50		123.5	13400	6700	6.0	0.3	0.00	198	1.0
Weiach	Kristal.	158	88.9	TB imp	0.08	50	0.4	17.6	40	50		123.5	13400	6700	6.0	0.3	0.00	198	1.0
Weiach	Kristal.	158	88.9	TC imp	0.08	50	0.9	6.8	40	50		123.5	13400	6700	6.0	0.3	0.00	198	1.0
Schafisheim	Kris, verw	215.9	101.6	TA imp	0.08	50	0.51	10.6	45	80	750	158.8	28502	14251	3.2	0.7	1.58	286	2.4
Schafisheim	Kris, verw	215.9	101.6	BS geo	0.3	100	1.68	23.5	45	80	750	158.8	28502	28502	1.6	0.7	1.58	1072	9.0
Kaisten	Kristal.	134	85	SK imp	0.08	50	1.11	15.1				109.5	8428	4214	0.0	0.0	0.00	0	0.0
Leuggern	Kristal.	140	85	SK imp	0.08	50	1.25	12.7	30	80		112.5	9719	4860	6.2	0.5	0.00	135	1.1
Schafisheim	Kristal.	137	85	SK imp	0.08	50	1.17	14.8				111.0	9067	4533	0.0	0.0	0.00	0	0.0
Schwarzwald	GneisGran	122	79	WL imp	0.08	50	0.96	31				100.5	6788	3394	0.0	0.0	0.00	0	0.0
Schwarzwald	GneisGran	122	79	WL ss	0.3	100	0.96	31				100.5	6788	6788	0.0	0.0	0.00	0	0.0
Oberpfalz	Kristal.	135	101	imp	0.08	50	1	25.7				118.0	6302	3151	0.0	0.0	0.00	0	0.0
Urach	Kristal.	215.1	101.6	imp	0.08	50	0.58	11.1	70	85	1000	158.4	28231	14116	5.0	0.7	2.13	443	3.9
Urach	Kristal.	215.1	101.6	imp	0.08	50	1.65	21.8	70	295		158.4	28231	14116	5.0	2.4	0.00	443	13.7
BVS Celle	Kristal.	96	63	B9 imp	0.08	46.6	14	30	25	800	60	79.5	4121	1920	13.0	3.3	0.87	80	6.7
BVS Celle	Kristal.	96	63	B9L imp	0.08	38.4	14	30	25	800	60	79.5	4121	1582	15.8	3.3	0.87	80	6.7
Deutschland	hart, abra	215.9	0	S 279	0.08	50	1.7	200	100	800	1500	143.9	36610	18305	5.5	6.0	2.46	576	48.2
Deutschland	hart, abra	269.9	0	S 279	0.08	50	1.2	200	150	800	1800	179.9	57213	28607	5.2	7.5	1.89	1080	90.4
KTB	Kristal.	215.9	0	S 279	0.08	50	2.3	50	150	600	1000	143.9	36610	18305	8.2	4.5	1.64	864	54.3
KTB	Kristal.	269.9	0	S 279	0.08	50	1.5	50	200	600	1000	179.9	57213	28607	7.0	5.7	1.05	1439	90.4

Tabelle 2.6-1

Diamantwerkzeuge im Hartgestein

Bohrloch	8 1/2"	10 5/8"
Meißellast	100 - 150 kN	150 - 200 kN
Drehzahl ca.	400 - 800 min <sup>-1</sup>	350 - 650 min <sup>-1</sup>
Drehmoment	1080 - 1620 Nm	2025 - 2700 Nm
Antriebsleistung	45 - 136 kW	74 - 184 kW

#### 2.6.4 Erforderliche Leistungsdaten der Motoren

Die erforderlichen Leistungsdaten der Bohrlochsohlenmotoren ergeben sich im Prinzip aus dem in Kapitel 2.6.3.1 dargestellten Leistungsbedarf der Bohrmeißel. Hier wird zusätzlich versucht abzuschätzen, inwieweit Motoren bereits verfügbar sind und diesen Leistungsbedarf annähernd abdecken.

##### 2.6.4.1 Schnellaufende Motoren für Diamantmeißel

Für diesen Bereich kann grundsätzlich davon ausgegangen werden, daß zumindest für den 8 1/2" Bohrlochbereich von den Leistungsdaten her die verfügbaren Turbinen der Größe 6 3/4" verwendet werden können, da sich die Motoren mit den derzeitigen Daten seit Jahren im Feld bewährt haben.

Probleme ergeben sich allerdings durch die von der KTB angestrebten extrem niedrigen Spülungsraten, da sich die Ausgangsleistung der Turbinen in Abhängigkeit von Volumenstrom mit der dritten Potenz ändert, so daß bei Beibehaltung der von der KTB geforderten Spülungsraten eine Anpassung des Drehmoments über die Stufenzahl oder eine komplette Neuauslegung erforderlich ist.

Beim hydrostatischen Antrieb hingegen ändert sich die Ausgangsleistung über die Drehzahl lediglich linear mit dem Volumenstrom, so daß sich unter diesem Aspekt Vorteile für den hydrostatischen Antrieb ergeben.

Für das 10 5/8" Bohrloch stehen für den Antrieb von Diamantbohrmeißeln bisher lediglich mittelschnellaufende Moineau Motoren in der Größe 7 3/4" - 8" zur Verfügung. Aus Gründen der Temperaturbeständigkeit sollen hier alternativ dazu die Möglichkeiten einer Turbine der Größe 8 1/2" aufgezeigt werden. Tabelle 2.6-2 zeigt als Übersicht die Leistungsdaten der bei EC verfügbaren Motoren in der Größe 6 3/4" und 8" für diesen Bereich, sowohl für den jeweiligen Auslegungsvolumenstrom, als auch für den geforderten Volumenstrom.

	Navi Drill 6 3/4"		Turbine* 6 3/4"		Navi Drill 8"						
	Mach 2		L2	S							
	1600	1000	1600	1000							
Spülungsrate	l/min	1600	1000	1600	1000	2400	1500				
Drehzahl	min <sup>-1</sup>	431	270	844	528	853	533	1105	691	380	238
Drehmoment	Nm	2030	2030	1680	1680	1872	731	1508	589	2830	2830
Druckabfall	bar	40	40	64	64	89	35	101	39	32	32
Ausg. Leistung	MW	92	57	149	93	167	41	174	43	113	71
* Leistungsdaten für Spülgewicht g = 1,05 kg/l											
Tabelle 2.6-2		Eastman Christensen Bohrmotoren 6 3/4" und 8" für den "High Speed" Bereich im 8 1/2" und 10 5/8" Bohrlochabschnitt									

Für 1000 1/min liegen die Leistungsdaten der Turbinen 6 3/4" unakzeptabel niedrig, so daß entweder der Volumenstrom für den Betrieb zu erhöhen ist, oder Maßnahmen an der Turbine zur Leistungserhöhung erforderlich sind. Auch nehmen die Drehzahlen der als Beispiel aufgeführten Navi Drill Mach 2 Motoren bei den geringen Volumenströmen Werte an, die für den Diamantmeißelantrieb zu niedrig liegen, so daß diese Motoren zumindest bei den geforderten Volumenströmen für diese Anwendung ausscheiden.

Bei der Festlegung der Kenndaten der Motoren könnte man sich auf die vorgegebenen Volumenströme beschränken, es wurde jedoch als sinnvoll angesehen, auch höhere Volumenströme mit zu berücksichtigen. Unter diesem Gesichtspunkt wären dann die Daten von verfügbaren mittelschnelllaufenden Moineau Motoren ausreichend.

Für Turbinen ist auf jeden Fall entweder eine Anpassung der Stufenzahl in der Form vorzunehmen, daß das geforderte Drehmoment bei niedrigen Volumenströmen erreicht wird, oder eine Neuauslegung des Profils durchzuführen, die diese Forderung erfüllt.

Die Leistungsdaten bzw. erforderlich werdende Werkzeuganpassungen werden für folgende Volumenströme verglichen:

Bohrloch 8 1/2"	1000 1/min (max Volumenstrom für KTB-Anforderung Ringraumgeschwindigkeit = 1,2 m/s)
	1300 1/min (empfohlener Volumenstrom)
	1600 1/min (Nennvolumenstrom für 6 3/4" Werkzeuge)
Bohrloch 10 5/8"	1500 1/min (max. Volumenstrom für Ringraumgeschwindigkeit 1,2 m/s)
	1900 1/min (empfohlener Volumenstrom)
	2400 1/min (Nennvolumenstrom für 8" Werkzeuge).

#### 2.6.4.2 Langsamlaufende Motoren für Rollenmeißel

Im Gegensatz zu Diamantmeißeln ist der Leistungsbedarf von Rollenmeißeln wesentlich geringer. Daher ist darauf zu achten, daß insbesondere die Turbinen nicht deutlich überdimensioniert werden, da sich dadurch ein für den Meißel

günstiger Betriebspunkt nicht oder nur unter Aufbringen von unzulässig hohen Meißellasten einstellen läßt, obwohl die Drehmoment / Drehzahl Charakteristik von Turbinen den grundsätzlichen Anforderungen aus der Praxis wie hohe Meißellast bei niedrigen Drehzahlen in harten Formationen und geringe Lasten bei höheren Drehzahlen bei weichen Formationen durchaus entspricht. Da jedoch die spezifischen Drehmomente der Meißel in weichen Formationen bis zum Faktor 4 höher sein können als in extrem harten Formationen, würde eine Turbine, die für weiche Formationen ausgelegt ist, in harten Formationen weit rechts vom Nennpunkt bei ungünstigem Wirkungsgrad mit für den Meißel deutlich zu hoher Drehzahlarbeiten.

Eine gute Anpassung der Turbine an den Bedarf ist um so wichtiger, als daß die Stufenzahl und damit auch die Kosten der Turbine unter der Voraussetzung konstanter Drehzahl proportional mit dem Drehmoment steigt.

Fehler bei der Anpassung des Verdrängermotors an Rollenmeißel sind wegen der Zusammenhänge Volumenstrom - Drehzahl und Druckabfall - Drehmoment hingegen relativ unkritisch. Aus diesem Grund können ohne Änderung der Auslegung langsamlaufende Standardmotoren wie beispielsweise der Navi Drill Mach 1 Motor für den Antrieb von Rollenmeißeln in der KTB eingesetzt werden. Die Mach 1 Werkzeuge wurden speziell für den Rollenmeißelantrieb entwickelt und haben sich als zuverlässige und leistungsstarke Motoren erwiesen. Tabelle 3.3-1 zeigt die Leistungsdaten der für die KTB in Frage kommenden Größen 6 3/4" und 8". Anpassungen sind in bezug auf die Temperaturbeständigkeit der Elastomere vorzunehmen.

Für die Festlegung der erforderlichen Turbinennennmomente werden die in Kapitel 2.6.3.1 genannten Maximaldrehmomente geringfügig reduziert, da auch im Hinblick auf gute Richtungskontrolle nicht zu erwarten ist, daß die Meißel bis zur Grenzlast belastet werden.

Bohrloch 8 1/2" :  $T_{erf} = 1500 \text{ Nm}$   
10 5/8" :  $T_{erf} = 2500 \text{ Nm}$

Probleme für die Auslegung bereitet die erforderliche niedrige Drehzahl, die nach den Ausführungen in Kapitel 2.6.3.1 im Sinne einer hohen Meißelstandlänge deutlich unter 200  $\text{min}^{-1}$  liegen sollte. Derart niedrige Drehzahlen sind nur mit Verdrängermotoren nicht aber ohne zusätzliche Maßnahmen mit Turbinen bei den genannten Spülungsraten und Werkzeugdurchmessern zu erreichen. Bei den Turbinen ist deshalb zu überprüfen, ob hydrodynamische Maßnahmen (Bremsstufen) von der Drehzahl, dem Druck oder dem Drehmoment abhängige Reguliereinrichtungen zweckmäßig sind, um die Drehzahl abzusenken, bzw. zu begrenzen, oder ob dazu Untersetzungsgetriebe sinnvoll sind.

deutlich über 200° C bei gleichzeitig niedriger Drehzahl arbeiten. Zwar können die Werkzeuge durch Einsatz von Speziallagern und durch Fortfall jeglicher temperaturempfindlicher Bauteile bis über 300° C betrieben werden, Drehzahlreduzierungen werden aber kaum eingesetzt und sind auch nicht erforderlich, da für diese Anwendung die mehrgängigen Moineau-Motoren zur Verfügung stehen.

In einer Zeit, als mehrgängige Moineau Motoren noch nicht zuverlässig arbeiteten, hat die Firma ZF die Entwicklung eines Untersetzungsgetriebes für Turbinen begonnen. Dieses Getriebe wurde in Zusammenarbeit mit Deutag in "Salzgitter"-Turbinen im Feld erprobt und weiterentwickelt. Fraglich ist, ob mit wirtschaftlich vertretbarem Aufwand eine Erweiterung des Einsatzbereichs für sehr hohe Temperaturen möglich sein wird.

Des weiteren wird von der Firma Maxi Torque ein Untersetzungsgetriebe in Verbindung mit einem 1/2 gängigen Moineau Motor angeboten. Dieses System soll noch keine ausreichende Zuverlässigkeit aufweisen.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß zur Zeit weder in der westlichen Welt noch in der Sowjetunion ein Bohrlochsohlenmotor bekannt ist, der bei einer Temperatur von deutlich über 200° C mit für Rollenmeißel üblichen Drehzahlen zuverlässig arbeitet.

Schnellaufende Turbinen mit ausreichender Temperaturbeständigkeit für den Antrieb von Diamantmeißeln sowie langsamlaufende Moineau Motoren mit einer Temperaturgrenze von zur Zeit 150° C hingegen sind verfügbar.

Teufenbereich m	Motor Typ	Bohrmeter m	Anzahl Meißel märsche	Bohrmeter Bohrzeit pro Meißelmarsch		Wartungs intervall Std
				m	Std	
7263 - 7460	3A7Sh	168	16	10,5	4,9	27,7
7460 - 8028	3A7NAS	113,7	15	7,6	2,1	20,0
	3A7Sh	308,3	50	6,2	2,8	21,9
	3A7+SHIP-2	80,8	11	7,4	4,7	35,1
8028 - 8914	3A7Sh	296,3	54	5,5	2,7	23,4
	3A7GT+SHIP-2	48,3	7	6,9	2,8	33,6
	3A7GTSh	189,7	31	6,1	2,9	25,2
	D2-172M	101,1	14	7,2	6,7	15,0
	A7GTSh-RM	174,7	17	10,3	6,3	38,3
8914 - 9711	3A7Sh	41,1	7	5,9	3,5	23,7
	3A7GT+SHIP-2	178,0	22	8,1	2,9	33,1
	3A7GTSh-I	200,6	21	9,6	2,7	50,8
	4A7GTSh	220,6	22	10,0	3,5	30,9
	D2-172M	29,8	6	5,0	2,4	13,4
	A7GTSh-RM	114,8	14	8,2	4,2	25,7
9711 - 10636	3A7Sh	28,7	5	5,7	2,6	10,9
	3A7GT+SHIP-2	66,1	9	7,3	3,4	35,3
	A7Sh-RM	770,9	88	8,8	3,3	22,4

In der Kola-Bohrung erzielte Ergebnisse mit Bohrmotoren russischer Bauart  
(nach Kozlovsky "The Superdeep Well of the Kola Peninsula")

Tabelle 2.5-1

### 3. Lösungsmöglichkeiten

#### 3.1 Übersicht

Bild 3.1-1 zeigt den zu Beginn der Studie aufgestellten Arbeitsplan mit einer Auswahl von sinnvollen Möglichkeiten, den Bohrmeißel bei der KTB anzutreiben. Neben den Motoren mit niedriger Drehzahl sind auch solche für mittlere und hohe Drehzahl aufgeführt.

In Abhängigkeit von der Bohrlachsohlentemperatur ergeben sich verschiedene Möglichkeiten, den Meißel anzutreiben. So können z.B. für Temperaturen bis ca. 150° C im Markt verfügbare Moineau Motoren eingesetzt werden. Seitens EC sind hier die Navi Drill Mach 1 und Mach 2 Ausführungen in der Größe 8" verfügbar, lassen sich aber auch für eine Größe 8 1/2" ohne Entwicklungsaufwand optimal anpassen.

Schnellaufende Motoren sind in der Größe 8" - 8 1/2" nicht vorhanden, können jedoch ohne großen Entwicklungsaufwand gebaut werden. Seitens der Moineau Motoren ist zu überprüfen, ob sich bis 200° C eine Statorauskleidung aus Hochtemperatur-elastomeren, bis 250° C eventuell aus thermoplastischen Werkstoffen über 250° C ein Ganzmetallstator realisieren läßt. Da die Entwicklung eines Moineau Motors für Temperaturen über 200 °C aber mit hohem Risiko behaftet ist, müssen für diesen Temperaturbereich besonders Turbinen in Betracht gezogen werden. Schnellaufende Turbinen lassen sich durch Verwendung von Speziallagern ohne großen Entwicklungsaufwand auch für die maximal zu erwartende Temperatur bei Endteufe aufbauen.

Für den wichtigen niedrigen Drehzahlbereich sind die verschiedenen Möglichkeiten zur Drehzahlreduzierung zu überprüfen. Neben Bremsstufen und Drehzahlbegrenzern sollen auch mechanische Lösungen wie Untersetzungsgetriebe zur Drehzahlreduzierung überprüft werden.

#### 3.2 Lösungsmöglichkeit für schnellaufende Motoren

Für den Antrieb von Diamantmeißeln mit schnellaufenden Motoren konnten bei EC in den vergangenen Jahren deutliche Fortschritte erzielt werden. Zum einen wurde die Entwicklung eines schnellaufenden Moineau Motors (Navi Drill Mach 4) vorangetrieben, zum anderen wurden Turbinen für den Einsatz unter extremen Umgebungsbedingungen in tiefen und heißen Bohrungen entwickelt, die den Anforderungen seitens der KTB zumindest hinsichtlich schnellaufender Bohrlachsohlenmotoren mit sehr geringem Entwicklungsaufwand gerecht werden können.

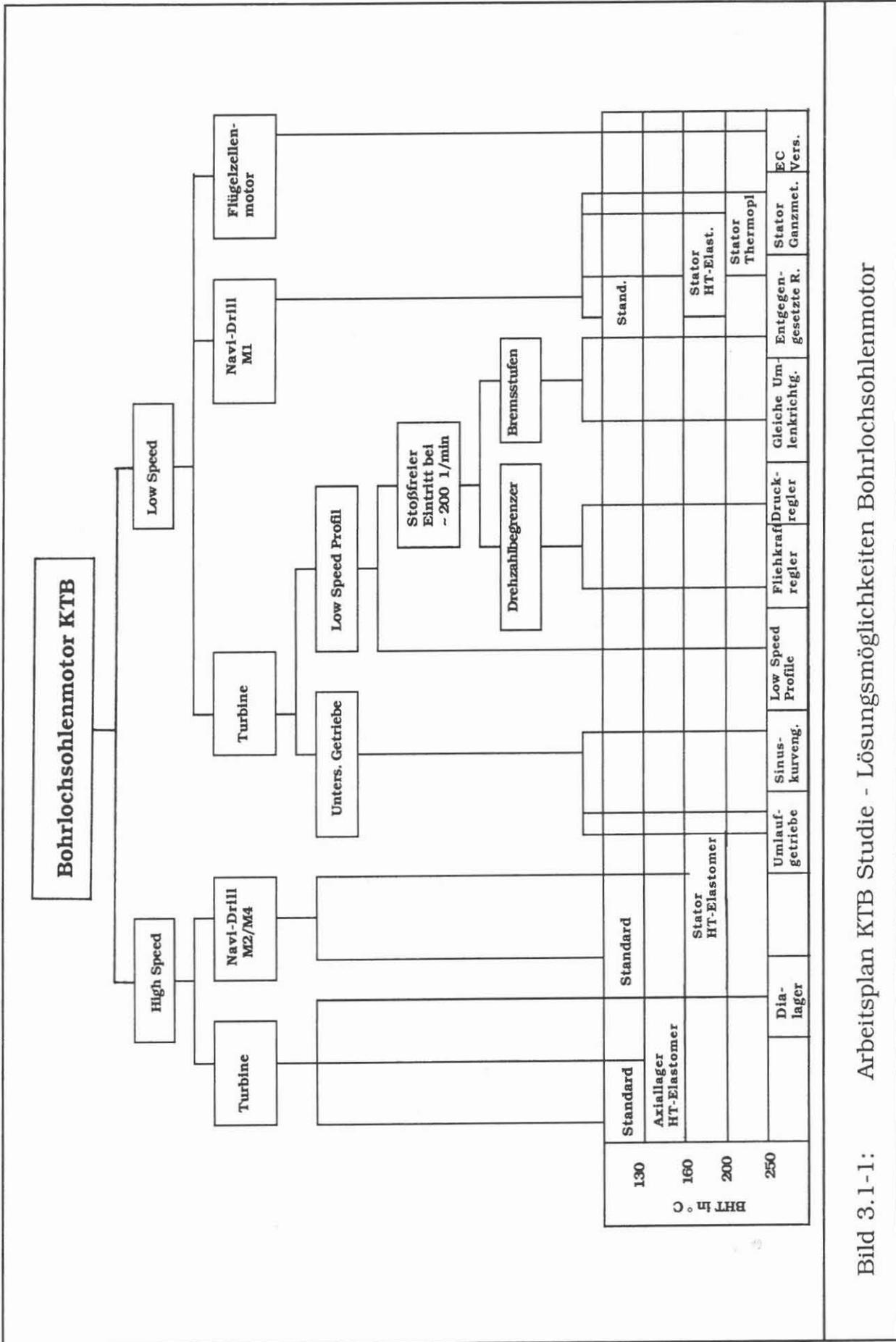


Bild 3.1-1: Arbeitsplan KTB Studie - Lösungsmöglichkeiten Bohrlochsohlenmotor

So wurden besondere Bohrturbinen entwickelt und gebaut, die bei gleicher Ausgangsleistung eine erheblich kürzere Baulänge aufweisen als Standardturbinen.

Darüber hinaus wurde eine völlig neuartige Axiallagerung entwickelt, bei der die Reibpartner nicht wie bei Turbinen bisher üblich aus einer Metall-Elastomerpaarung bestehen, sondern Laufflächen mit polykristalliner Diamantbeschichtung aufweisen. Diese Lager weisen eine über 20-fache Tragfähigkeit der herkömmlichen Lager auf, eine um den Faktor 10 verringerte Reibung und haben praktisch keine Temperatureinsatzgrenze. In Geothermalbohrungen konnten diese Werkzeuge bis 270° C problemlos eingesetzt werden.

Bei der Turbinenbeschaukelung wurde das bisher in der Bohrtechnik unübliche Gleichdruckverfahren angewendet, wodurch sich einige wesentliche Vorteile gegenüber dem normalerweise verwendeten Überdruckverfahren ergeben. Neben einer Reduzierung des Axialschubes um bis zu 40% läßt sich ein höherer Arbeitsumsatz je Stufe realisieren, so daß sich in der Praxis die Baulänge deutlich verkürzt.

Für die Größe 8 1/2" wurden die entscheidenden Durchmesser festgelegt und eine Profilauslegung durchgeführt. Für die Volumenströme 1500, 1900 und 2400 l/min ergeben sich bei einem Spülgewicht von 1,05 kg/l für konstantes Drehmoment folgende Auslegungsdaten:

Volumenstrom	l/min	2400	1900	1500
Nennzahl	min <sup>-1</sup>	887	702	554
Nennmoment	Nm	2964	2959	2968
Nenndruck	bar	106	106	106
Nennleistung	kW	276	218	172
Anzahl Stufen		138	220	354

Wie bereits erwähnt, stehen keine 8 1/2" Verdrängermotoren zur Verfügung. Hier könnte entweder eine Neuauslegung vorgenommen oder z.B. auf den 8" Navi Drill Mach 2 zurückgegriffen werden (s. Tab. 2.6-2).

In der Werkzeuggröße 6 3/4" sind sowohl Mittelschnellläufer (Navi Drill Mach 2) als auch Schnellläufer (Navi Drill Mach 4) verfügbar, wobei zu beachten ist, daß die Entwicklung von Elastomeren für Temperaturen von deutlich über 200° C aus heutiger Sicht nicht sicher ist.

### 3.3 Lösungsmöglichkeit für langsamlaufende Motoren

#### 3.3.1 Verdrängermotore

##### 3.3.1.1 Moineau-Motore

Standardmäßig verfügbar sind hier die mehrgängigen Moineau-motoren in den Größen 8" und 6 3/4". Die Leistungsdaten sind in der folgenden Tabelle aufgeführt:

Größe		6 3/4"	8"
Type		Mach 1	
Spülungsrate	l/min	700 - 1400	1200 - 2300
Drehzahl	min <sup>-1</sup>	90 - 180	75 - 150
Max Druck differenz	bar	40	32
Max Dreh moment	Nu	3450	5450
Leistung	kW	33 - 65	43 - 86

Tabelle 3.3-1 Langsamlaufende Moineau-Motore "Navi Drill Mach 1" der Firma Eastman Christensen

Die Drehzahlen dieser Motoren liegen in dem für Rollenmeißel geeigneten Bereich und die Drehmomente sind völlig ausreichend, so daß von den Leistungsdaten her keine Anpassungen erforderlich sind. Als problematisch erweist sich allein die Statorauskleidung, die zur Zeit eine Temperaturgrenze von ca. 150° C aufweist. Durch die Verwendung von Hochtemperatur-elastomeren ist z.Zt. eine obere Temperaturgrenze von 200° C zu erwarten. Auch wäre anstatt der Verwendung von Elastomeren auch der Einsatz von thermoplastischen Werkstoffen denkbar, doch hat eine in anderem Zusammenhang durchgeführte Studie ergeben, daß die thermoplastischen, hochwärmebeständigen Werkstoffe aus heutiger Sicht keine Lösung für die Statorauskleidung von Verdrängermotoren bei Einsatztemperaturen von bis zu 250° C darstellen. Andererseits ermöglicht die Verwendung von ausschließlich wasserbasischer Bohrspülung bei der KTB den Einsatz von speziellen, sonst für Bohrmotoren nicht üblichen Elastomeren, mit denen sich möglicherweise Temperaturgrenzen von bis zu 250° C realisieren lassen.

Die Verwendung von Ganzmetallstatoren, die keine praktische Temperaturgrenze aufweisen, wurde ebenfalls als Lösungsmöglichkeit betrachtet. Eine derartige Paarung kommt in der Industrie bei Exzentrerschneckenpumpen zur Anwendung, die extrem hochviskose Medien zu fördern haben. Allerdings handelt es sich dabei zum einen um 1/2 gängige Geometrien und zum anderen um sehr kurze Pumpen. Auf den Moineau Motor übertragen würde die Verwendung einer hart/harten Paarung dazu führen, daß sowohl Rotor als auch Stator mit hoher Präzision gefertigt werden müssen, was für den Rotor zwar durchaus im Bereich des Möglichen liegt, für den Stator jedoch nur mit neuen Fertigungsverfahren zu verwirklichen wäre, die hohe Investitionen erforderlich machen.

Da trotz eines hohen erforderlichen Kostenaufwandes nicht sicher ist, ob ein Ganzmetallmotor zuverlässig arbeiten würde, soll diese Möglichkeit nicht weiter verfolgt werden.

### 3.3.1.2 Flügelzellenmotor

Eine andere Alternative für einen Verdrängermotor ist der Flügelzellenmotor, der allerdings wegen der bisher nicht lösbaren Verschleißprobleme keinen Eingang in die Tiefbohrindustrie gefunden hat. Dieser Motor ließe sich aber auch wie eine Turbine ohne jegliche temperaturempfindliche Elastomere aufbauen. Außerdem erscheint die Verwendung von reibungsarmen Hochtemperaturthermoplasten oder -duroplasten denkbar.

Bild 3.3-1 und Bild 3.3-2 zeigen im Prinzip zwei ehemals für Tiefbohranwendungen entwickelte Ausführungen, den Garrison Motor mit elastischen Flügeln und den Christensen/Shell Motor mit radial verschieblichen starren Flügeln. Beide Motoren sind über das Prototypstadium nie hinausgekommen, da sich klar abzeichnete, daß sie keine wirtschaftliche Alternative zu Moineau Motoren darstellen.

Für Sonderanwendungen wie den Einsatz bei hohen Temperaturen ist dieses Prinzip aber durchaus in Erwägung zu ziehen. Fraglich dabei ist aber, ob für diesen Fall das wie für die beiden dargestellten Motoren angewandte Prinzip des balancierten Rotors mit radialem Lastausgleich angewandt werden sollte, oder ob ein solcher Motor noch einfacher bis hin zur Einwegausführung aufzubauen ist, die maximale Rollenmeißelmärsche mit Sicherheit überlebt.

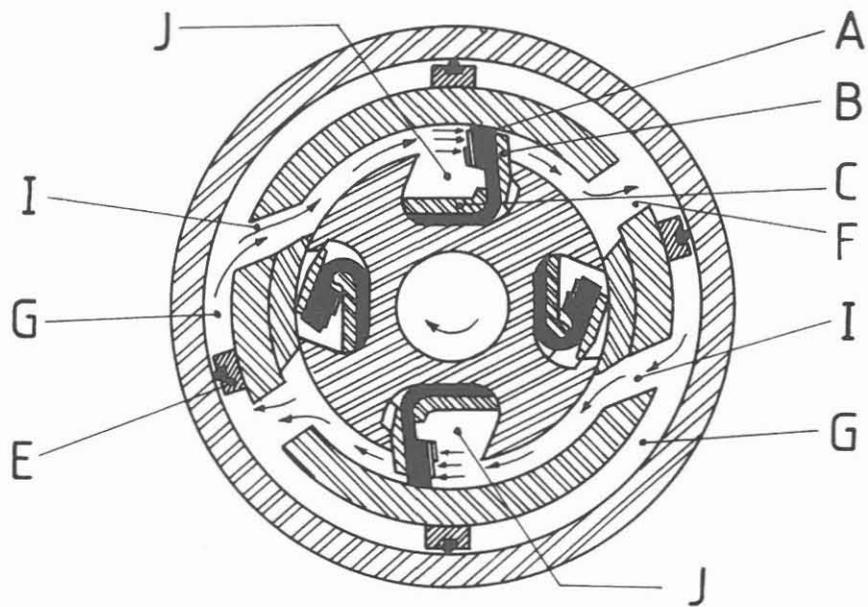


Bild 3.3-1 Flügelzellenmotor mit elastischen Flügeln nach Garrison

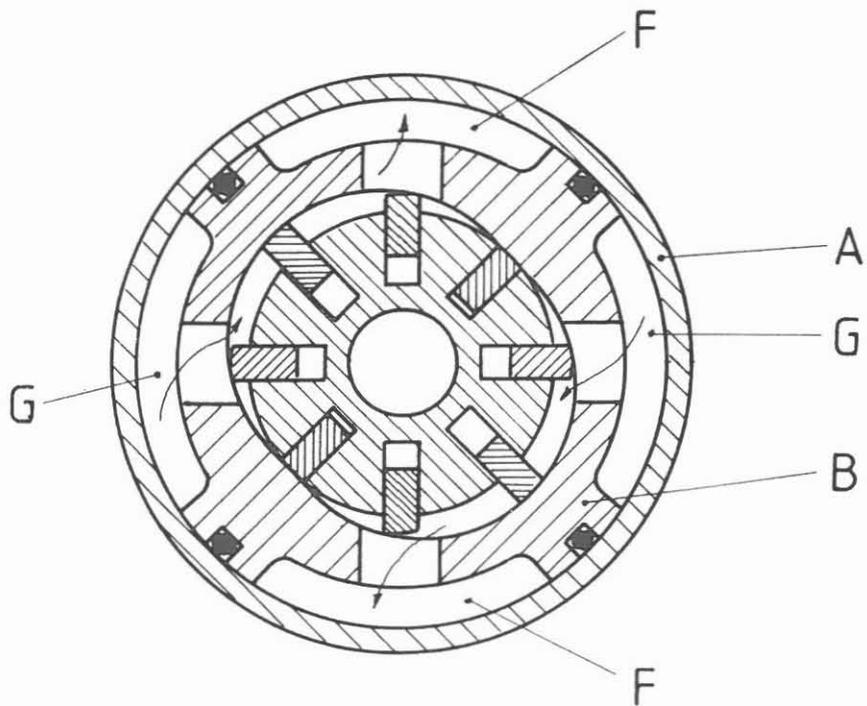


Bild 3.3-2 Flügelzellenmotor mit starren Flügeln nach Christensen/Shell

### 3.3.2 Turbinen

Da nicht davon ausgegangen werden kann, daß bis zur Endteufe Verdrängermotoren eingesetzt werden können, sind zusätzlich die Möglichkeiten für langsamlaufende Turbinen zu überprüfen. Aufgrund der physikalischen Zusammenhänge der Auslegungsgrößen von Axialturbinen ergeben sich folgende prinzipiellen Möglichkeiten der Beeinflussung der Turbinenkennlinie zur Realisierung einer geringen Drehzahl.

- Reduzierung der Umlenkung, d.h. Vergrößerung der Abströmwinkel am Stator- bzw. Rotorprofil.
- Reduzierung des Volumenstroms
- Einsatz von Bremsstufen
- Verwendung eines Drehzahlbegrenzers

Sowohl eine Reduzierung der Umlenkung als auch die Reduzierung des Volumenstroms erweisen sich als nicht praktikabel, da sich im ersten Fall eine erforderliche Stufenzahl von ca. 1000 ergeben würde, und im zweiten Fall der Volumenstrom unzulässig niedrige Werte annehmen würde.

#### 3.3.2.1 Einsatz von Bremsstufen

Die Verwendung von Bremsstufen ist - wie bereits erwähnt - eine in der UdSSR häufig angewandte Art und Weise der Drehzahlreduzierung. Bei dieser Möglichkeit werden Antriebs- und Bremsstufen hintereinander geschaltet. Die "Bremsstufen" weisen dabei einen Nennpunkt bei deutlich niedriger Drehzahl auf und erzeugen bei Überschreiten der Leerlaufdrehzahl ein Bremsmoment. Die Addition der beiden Einzelkennlinien ergibt damit eine reduzierte Leerlaufdrehzahl und eine größere Steigung der Drehmoment-Drehzahl-Geraden (Bild 3.1.2-3).

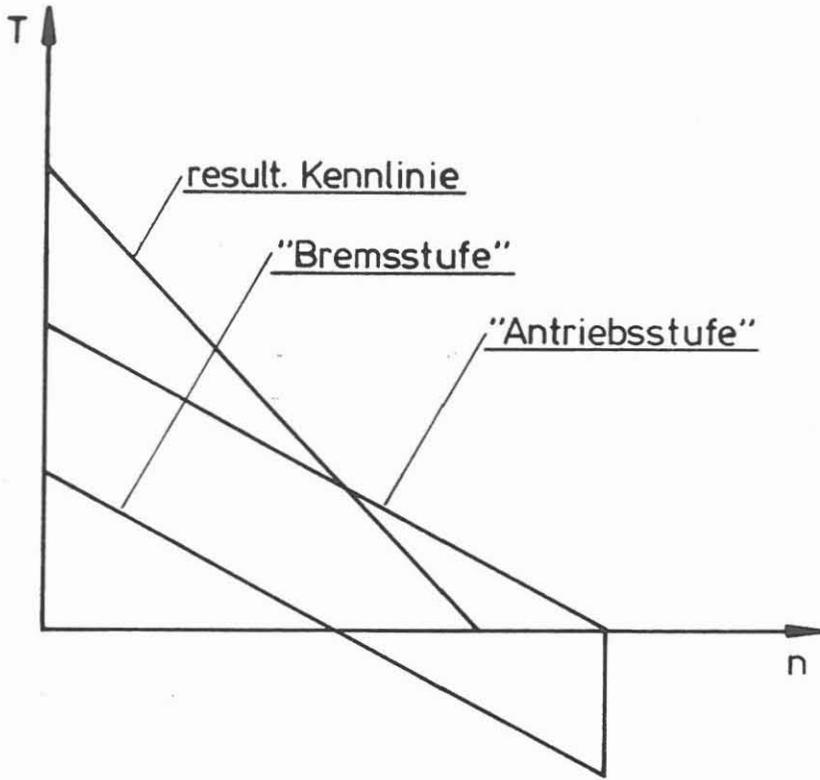


Bild 3.3-3 Funktionsweise von Bremsstufen

Aus Bild 3.3-3 läßt sich bereits erkennen, daß eine wirk-  
same Drehzahlreduzierung jedoch nur durch eine sehr niedrig  
drehende Bremsstufe erzielt werden kann. Als günstig erweist  
sich hier ein Profil mit rein axialer Abströmung aus den  
Rotor und Statorschaufeln, d.h. bei  $\alpha_3 = \beta_7 = 90^\circ$ .  
Die Leerlaufdrehzahl wird zu Null und es wird weder ein  
Drehmoment erzeugt noch verbraucht. Die Drehmoment-Drehzahl  
Kennlinie verläuft jetzt durch den Ursprung vom vierten in  
den zweiten Quadranten (Bild 3.3-4).

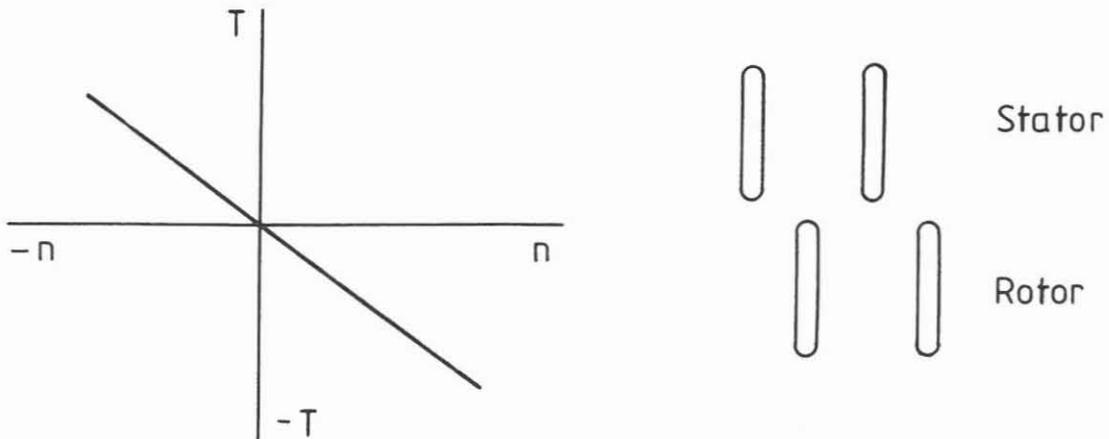


Bild 3.3-4 Bremsstufen mit "geraden Profilen"

Beim Antrieb dieser Bremsstufen werden also negative Momente, d.h. Bremsmomente erzeugt. Bei beispielsweise gleicher Steigung der Drehmoment / Drehzahlgeraden der Bremsstufen wieder der Antriebsstufen wird die Leerlaufdrehzahl einer Antriebs/Bremskombination halbiert. (Bild 3.3-5). Über Variationen der Anzahl von Brems- und Antriebsstufen läßt sich die Steigung der resultierenden Kennlinie und damit eine Leerlaufdrehzahl nahezu beliebig verändern.

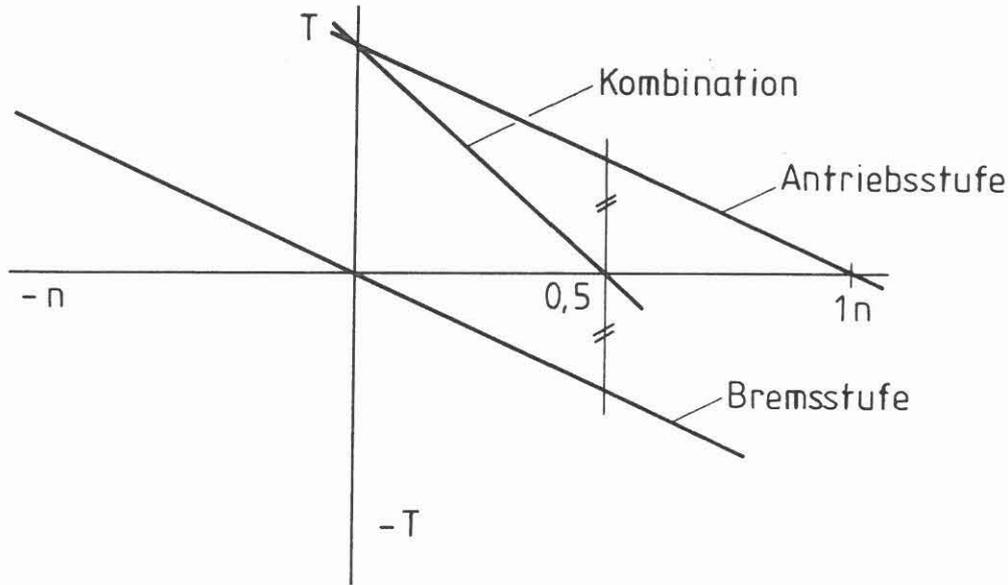


Bild 3.3-5

Nachteil von Bremsstufen ist allerdings, daß die erzeugten Bremsmomente auch einen Druckabfall erzeugen und damit die nötige Eingangsleistung anheben. Benötigt eine Bremsstufe z.B. den jeweiligen Druck wie die Antriebsstufe, so steht bezogen auf obiges Beispiel der doppelten Eingangsleistung nur die halbe Ausgangsleistung gegenüber. Die Folge ist eine extreme Verschlechterung des Wirkungsgrades.

Aufgrund der ungünstigen Anströmung bei gebremsten Profilen sollte es angestrebt werden, das Profil entsprechend dem neuen Betriebspunkt auszulegen, d.h. den stoßfreien Eintritt an die neue Betriebsdrehzahl anzupassen.

Um die prinzipielle Durchführbarkeit des Einsatzes von Bremsstufen nachzuweisen, wurden auch mit einem bestehenden Standardprofil der Größe  $6 \frac{3}{4}$ " Untersuchungen im Gleich- und Gegenlauf durchgeführt. Obwohl die Anströmwinkel nur wenig über  $90^\circ$  liegen, zeigt sich hier die parabolische Tendenz der Kennlinie. Der Druckverlauf ist jedoch äußerst unbefrie-

digend, da er im vierten Quadranten im Bremsbetrieb wieder steil ansteigt. In einem weiteren Versuch wurden die Profile eines Lauf- und Leitrades vertauscht, so daß sich eine gegenläufige Turbinenstufe ergab und diese im Versuch mit 4 Antriebsstufen getestet.

Zusätzlich erfolgt in Tabelle 3.3-2 eine Gegenüberstellung der Theorie mit der Praxis. Da nach der Theorie ein linearer Zusammenhang zwischen Drehmoment und Drehzahl besteht, wird die Drehmomentgerade in den negativen Drehzahlbereich verlängert. Die Serienschaltung von Antriebsstufen mit Bremsstufen ergibt sich aus der Addition der Einzel-Kennlinien. Um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wird im ersten Schritt die Anzahl der Antriebs- und Bremsstufen für eine Kombinationsnenn Drehzahl von  $n = 325 \text{ min}^{-1}$  berechnet. Im zweiten Schritt erfolgt die Hochrechnung auf die Großturbine. Die sich ergebenden theoretischen Daten sind in der ersten Spalte der Tabelle 3.3-2 dargestellt. Die zweite Spalte beinhaltet die Werte, die sich aus der Addition der tatsächlich gemessenen Bremskennlinie ergeben würden.

In der dritten Spalte sind die Meßwerte für die verschiedenen Stufenkombinationen aufgeführt. Der Unterschied zwischen den theoretisch zu erwartenden und den sich praktisch einstellenden Werten ist gravierend. Hochgerechnet auf eine Großturbine ergibt sich immerhin eine Halbierung der Stufenzahl mit einem einhergehenden deutlich verringerten Druckgefälle. Es zeigt sich aber auch, daß selbst die einfache Addition der Einzelkennlinien aus getrennten Messungen zu ungünstigen Stufenzahlen führt. Beides deutet darauf hin, daß die Theorie bisher nicht alle Effekte erfaßt und daß die spezielle Einbausituation Einfluß auf das Betriebsverhalten hat. Die Gründe für diese Abweichungen müssen noch genauer untersucht werden, da sich mit den bisher bekannten Zusammenhängen keine hinreichend genaue Auslegung durchführen läßt.

Allein die Stufenzahl von insgesamt 594 und der Wirkungsgrad von 10% würden eine derartige Lösungsvariante nach der rein theoretischen Betrachtung ausscheiden lassen. Die gemessene Kombination hingegen weist eine durchaus akzeptable Stufenzahl von 291 auf, die auch nach Reduzieren der Drehzahl auf ca.  $275 \text{ min}^{-1}$  noch im "Rahmen des Machbaren" liegen dürfte. Als noch nicht ausreichend muß allerdings der Wirkungsgrad von 15% angesehen werden, der sich jedoch durch Optimierung und Verwendung von Profilen, die den stoßfreien Eintritt bei niedrigen Drehzahlen aufweisen, verbessern läßt. Als Zielsetzung sollte hier ein Wirkungsgrad von mindestens 25% angesetzt werden, der eine Druckdifferenz der Turbine von nahezu 100 bar zur Folge hätte, und damit einen akzeptablen Wert erreichen würde.

Obwohl die Theorie dagegen spricht, ist diese Entwicklungsrichtung durchaus vielversprechend. Von dieser Ausführung können vor allem eine hohe Zuverlässigkeit und durch die sehr steile Drehmoment-Drehzahlkennlinie ein ausgezeichnetes Betriebsverhalten erwartet werden.

		Theorie	Addition der gemessenen Einzelkennlinien	gemessene Kombinationskennlinie
Volumenstrom	l/min	1300	1300	1300
Spülgewicht	kg/l	1,05	1,05	1,05
Nenndrehzahl	min <sup>-1</sup>	325	325	325
Nennmoment	Nm	18,2	25,9	25,7
Nenndruck	bar	3,0	2,9	2,7
Nennleistung	kW	0,62	0,88	0,88
Stufen		4+3,2	4+2	4+1
Nenndrehzahl	min <sup>-1</sup>	325	325	325
Nennmoment	Nm	1500	1500	1500
Nenndruck	bar	244	170	158
Nennleistung	kW	51	51	51
Anzahl Stufen		330+264	232+116	233+58

Tabelle 3.3-2 Verwendung von Bremsstufen - Gegenüberstellung der Theorie mit Laborergebnissen

### 3.3.2.2 Verwendung eines Drehzahlbegrenzers

Die vorangegangenen Lösungsmöglichkeiten haben gezeigt, daß eine langsamlaufende Turbine nur mit einer relativ hohen Stufenzahl das für den Bohrbetrieb erforderliche Drehmoment aufbringen kann. Als alternative Lösung bietet es sich an, ein schnellaufendes Profil in einer Stufenzahl mit resultierendem hohem Drehmoment bei steiler Drehmoment / Drehzahl Kennlinie zu verwenden und die Drehzahl durch einen Begrenzer auf die für Rollenmeißel zulässigen Werte zu beschränken.

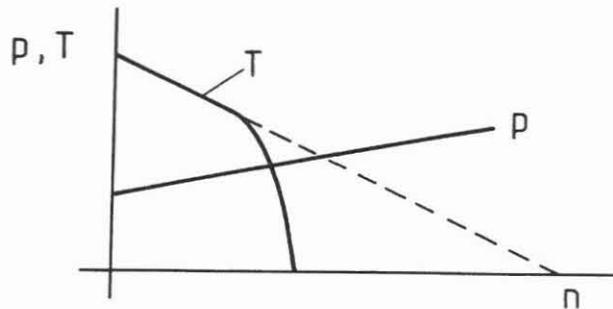


Bild 3.3-6 Beeinflussung der Turbinenkennlinie durch Verwendung eines Drehzahlbegrenzers

Für günstigen Wirkungsgrad ist die Auslegung des Profils so durchzuführen, daß der stoßfreie Eintritt zu niedrigen Drehzahlen hingelegt wird. Es besitzt daher eine mit der Drehzahl steigende Druckkennlinie. Es bietet sich daher an, den Druck als Stellgröße für die Regelung zu verwenden. Allerdings können auch die Drehzahl selbst oder eine Kombination aus Druck- und Drehzahl die Stellgröße sein.

#### - Druckregler

Ein Druckregler läßt sich im einfachsten Fall durch ein vorgespanntes Ventil realisieren, das in die hohlgebohrte Antriebswelle eingesetzt ist. Auf diese Weise liegt der Differenzdruck über der Motorsektion auch an den Kolbenflächen

des Ventils. Im Falle des Differenzdruckanstiegs öffnet das Ventil und ein Teil des Volumenstroms gelangt unter Umgehung der Turbinenstufen direkt zum Meißel. Ein Druckregler hält in erster Näherung den Differenzdruck konstant. Die tatsächliche Volumenstromabzweigung ist also abhängig von der Differenz zwischen Reglerdruck und Drucklinie der unregulierten Motorsektion.

Da eine quadratische Abhängigkeit zwischen Differenzdruck und Volumenstrom besteht, muß die Drucklinie äußerst steil sein, um mit einem einfachen Druckregler die Drehzahl niedrig zu halten. Besonders nachteilig ist es, daß sich auch geringfügige Änderungen des Pumpenvolumenstroms als deutliche Druckschwankungen äußern. Eine Erhöhung des Volumenstroms kann dann ein Öffnen des Ventils schon bei geringen Drehzahlen zur Folge haben, was zu Ausspülern führen kann. Eine Erniedrigung des Volumenstroms hingegen führt dazu, daß das Ventil erst bei sehr hohen Drehzahlen öffnet, was den Meißel zerstören kann.

Da der Differenzdruck zusätzlich auch noch von der Dichte des Spülungsmediums abhängig ist und diese während des Bohrtriebs geändert werden kann, ist der Reglereinsatzpunkt von zu vielen Einflußfaktoren abhängig. Eine sichere Drehzahlbegrenzung ist also nicht gewährleistet.

#### - Fliehkraftregler

Ein Fliehkraftregler nutzt als Stellsignal die Drehzahl. Bei geeigneter Auslegung des Ventils ist es möglich, die Regelung unabhängig vom Differenzdruck durchzuführen. Dies läßt sich z.B. durch radiale Anbringung der Strömungskanäle verwirklichen.

Ungünstig ist, daß die nötigen Verschiebewege mit ca. 20 mm sehr groß sind. Der bewegliche Kolben muß außerdem über eine Feder vorgespannt sein, damit das System erst oberhalb einer vorgegebenen Drehzahl aktiviert wird. Dies läßt sich über einen Hebelarm mit Fliehgewichten realisieren. Durch die geringe Drehzahl in Verbindung mit dem eingeschränkten Radius, auf dem sich das Fliehgewicht bewegen kann, ergeben sich jedoch erhebliche Probleme durch die sehr kleinen Stellkräfte.

#### - Druck-Fliehkraft-Kombination

Die zuvor beschriebenen Systeme weisen sowohl Vor- als auch Nachteile auf. Zusammenfassend läßt sich sagen, daß der Druckregler zwar relativ einfach im Aufbau ist, die Drehzahlbegrenzung jedoch nicht in jedem Fall gegeben ist, der Fliehkraftregler hingegen kann die Grenzdrehzahl genau einhalten, weist jedoch relativ geringe Stellkräfte auf, die die Betriebssicherheit beeinflussen können. Es wurde daher ein System erarbeitet, bei dem die Vorteile beider Systeme

verbunden werden. Dabei handelt es sich um eine Kombination aus Fliehkraftregler und Druckventil. Durch eine drehzahlabhängige Verengung des Strömungsquerschnitts wird das Druckgefälle über die Turbinenstufen überproportional erhöht und betätigt das Druckventil zur Volumenstromaufteilung.

Dadurch wird eine sehr steile Kennlinie im Regelbereich erzielt. Weiterhin kann das Druckventil so ausgelegt werden, daß volumenstromabhängige Druckschwankungen nicht direkt Einfluß auf die Grenzdrehzahl haben.

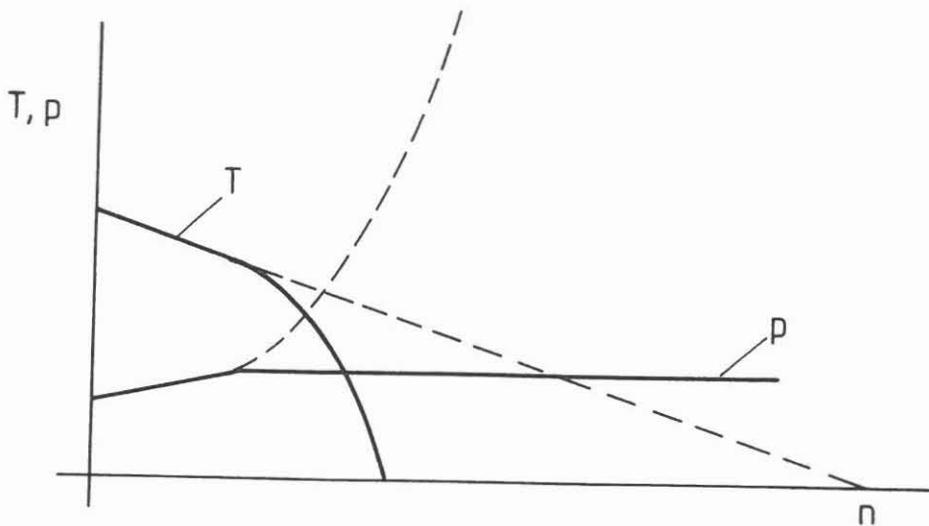


Bild 3.3-7 Wirkungsweise eines Druck-Fliehkraftreglers

Als gravierender Nachteil von Drehzahlbegrenzern ist jedoch die sehr flache Kennlinie aufzuführen, d.h. gegenüber der angestrebten Betriebsdrehzahl ergibt sich nur noch eine relativ geringe Drehmomenterhöhung bis zum Stillstand. Dadurch ergibt sich im Vergleich zur Verwendung von Bremsstufen eine deutlich ungünstigere Betriebssicherheit hinsichtlich des Abwürgens.

Für eine ausreichende Betriebssicherheit sollte das Stillstandsmoment mindestens 30% über dem vorgegebenen Nennpunkt liegen. Soll z.B. eine Betriebsdrehzahl von  $150 \text{ min}^{-1}$  bei einem Drehmoment von  $1500 \text{ Nm}$  erzielt werden, so dürfte die Leerlaufdrehzahl des Turbinenprofils bei max.  $650 \text{ min}^{-1}$  liegen, was wiederum bereits ein langsamlaufendes Profil darstellt und damit eine hohe Stufenzahl erfordert.

### 3.3.3 Schnellaufende Turbinen mit Untersetzungsgetrieben

Der Einsatz eines Getriebes zur Drehzahlreduzierung scheint nur auf den ersten Blick naheliegend zu sein. Für den Bohrbetrieb allerdings ist ein Getriebe aufgrund der normalerweise erforderlichen Ölschmierung und Abdichtung die riskanteste Möglichkeit zur Drehzahlreduzierung. Das Risiko liegt im Verschleiß und der hohen dynamischen Beanspruchung der Dichtungen.

Da jedoch mit allen bereits genannten Maßnahmen die Drehzahl nicht auf deutlich unter  $200 \text{ min}^{-1}$  abzusenken ist, bietet ein Untersetzungsgetriebe hier die einzige Möglichkeit. Im Rahmen der Studie wurden sowohl gedichtete als auch ungedichtete Getriebeausführungen überprüft. So wurde mit der Firma ZF Kontakt aufgenommen, die seit Jahren an der Entwicklung eines Turbinenuntersetzungsgetriebes arbeitet. ZF zeigte sich jedoch an einer Zusammenarbeit nicht interessiert, da man offensichtlich befürchtet, die bisher gesammelten Erfahrungen offenzulegen.

Allerdings zeigte ZF durchaus Interesse, zu einem späteren Zeitpunkt nach erfolgreichem Abschluß der Getriebeentwicklung ein Getriebe für die KTB Bohrung zu liefern. Nach Angaben von ZF handelt es sich um ein zweistufiges Planetengetriebe mit einer Untersetzung von 4,26 und einem Außendurchmesser von  $8 \frac{1}{2}$ ". Die angestrebte Lebensdauer liegt bei 100 Stunden. Bis Mitte 1987 wurden insgesamt 7 Feldeinsätze in Zusammenarbeit mit Deutag durchgeführt. Als Antrieb dienten Richtbohrturbinen, die von der Salzgitter AG in Lizenz gefertigt wurden.

Als Hauptproblem wurde seitens ZF das Abdichtungssystem genannt, wobei man allerdings der Ansicht war, die Fehler weitestgehend abgestellt zu haben. Für den Einsatz in der KTB Bohrung müßte das Dichtungssystem nach Angaben von ZF jedoch wegen der nicht ausreichenden Temperaturbeständigkeit überarbeitet werden.

Bei den weiteren in der Bohrtechnik zur Zeit verwendeten Getrieben zur Untersetzung der Drehzahl von Bohrlochsohlenmotoren wird das in Bild 3.3-8 dargestellte gleiche Funktionsprinzip angewandt. Die Antriebswelle ist mit dem Sonnenrad verbunden, das Hohlrads  $a$  wird "festgehalten" und die Abtriebswelle ist mit dem von den Planetenrädern angetriebenen Steg  $s$  verbunden. Von Maxi Torque wird so eine Untersetzung von  $1 : 3$ , bei den sowjetischen Getrieben eine Untersetzung  $1 : 3,6$  in einer Stufe erreicht. Durch das Hintereinanderschalten von 2 Stufen, was in der Sowjetunion praktiziert wird, läßt sich dann eine Untersetzung von 13,62 erzielen, was eine Verwendung einer sehr schnellaufenden kurzen Antriebseinheit ermöglicht.

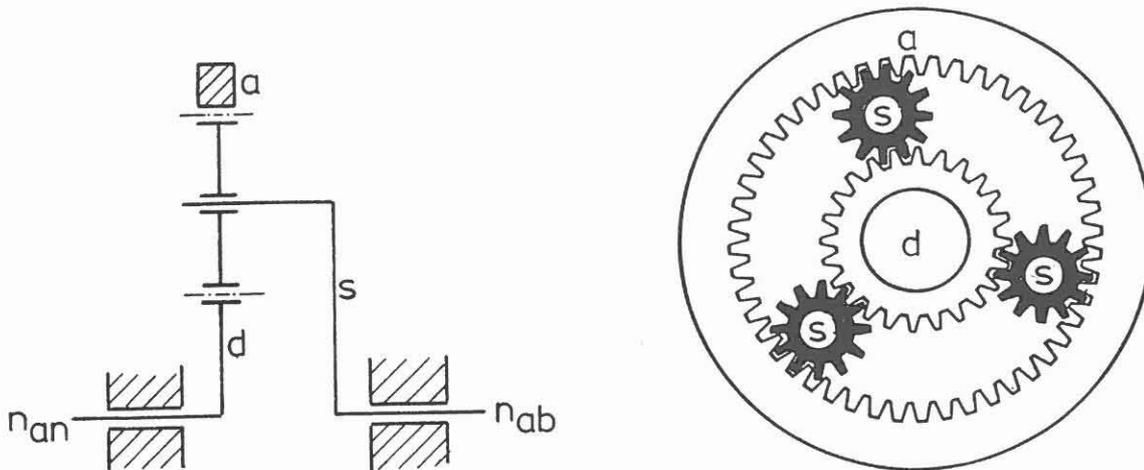


Bild 3.3-8 Funktionsprinzip rückkehrendes Planetengetriebe mit festgehaltenem Hohlrad

Als weitere gedichtete Getriebe-Varianten wurden ein Kegeleräder-Taumelplanetengetriebe (Bild 3.3-9) und ein nicht rückkehrendes Hohlplanetengetriebe (Bild 3.3-10) überprüft, wobei sich das Hohlplanetengetriebe als die geeignetere Möglichkeit erwies.

Bei dieser Ausführung wird der Steg (1) angetrieben. Das Sonnenrad ist mit dem Gehäuse verbunden. Das Planetenrad (2) ist als Hohlrad ausgeführt. Die Drehung des Planetenrades auf dem Steg wird nun abgegriffen und auf die Mittelachse mit einer Gelenkwelle oder einer entsprechenden Bolzen-Mitnehmerkupplung zurückgeführt werden.

Als gravierender Nachteil der beschriebenen Varianten ist allerdings zum einen die erforderliche Abdichtung, sowie die Tatsache, daß für Antriebseinheit und Lagerungseinheit separate Axiallager verwendet werden müssen, so daß die Axiallager nicht wie bei konventionellen Bohrlochsohlenantrieben nur die resultierende Kraft aus der Differenz von Axialschub und Meißellast aufnehmen müssen, woraus sich eine aufwendigere Gestaltung der Axiallager ergibt.

Allerdings wurde bei den erarbeiteten Lösungen aus Gründen der Betriebssicherheit ohnehin vorgesehen, die Lagerung der Antriebssicherheit sowie die Lagerung des Bohrmeißels nicht im gedichteten System unterzubringen, sondern im Spülungsstrom arbeiten zu lassen. Zur Aufnahme des Axialschubes wurde die Platzierung eines Diamantlagers in die Antriebseinheit vorgesehen, und für die Aufnahme der Meißellast eine verstärkte Standardlagerungseinheit für Moineau-Motoren. Dadurch kommen für die Axial- und Radiallagerung bereits bewährte Systeme zum Einsatz, zum anderen weist das gedichtete

Getriebe eine sehr geringe Baulänge auf und kann relativ weit entfernt vom Meißel platziert werden, was wiederum zur Folge hat, daß die im Bereich des Getriebes auftretende Biegung sehr klein gehalten wird.

Bei Verwendung von hochtemperaturbeständigen Dichtungen und Schmierstoffen ist ein gedichtetes Untersetzungsgetriebe zu realisieren und durch die beschriebenen Maßnahmen der separaten Lagerung durchaus erfolgversprechend. Die Entscheidung sollte dabei aufgrund des einfacheren Aufbaus zugunsten des rückkehrenden Planetengetriebes mit stehendem Hohlrad fallen.

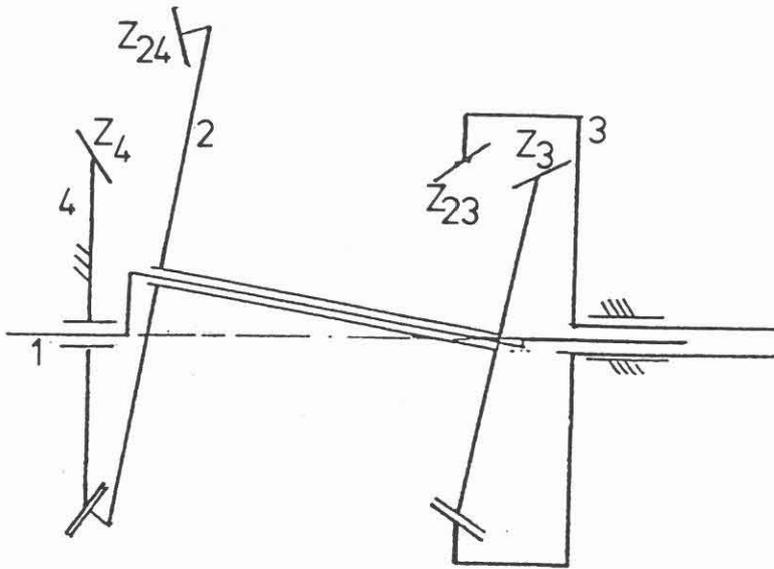


Bild 3.3-9 Prinzipskizze Kegelräder-Taumelplanetengetriebe

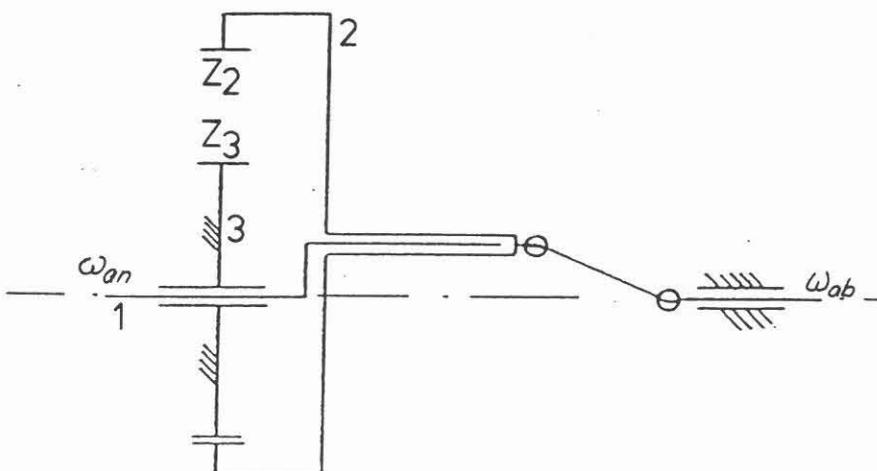


Bild 3.3-10 Prinzipskizze Nichtrückkehrendes Hohlplanetengetriebe

### Ungedichtete Getriebe

Ein Getriebe ohne Abdichtung, das direkt im Spülungsstrom betrieben wird, läßt sich in Form eines nicht rückkehrenden Hohlplanetengetriebes aufbauen. Um bruchssichere Verzahnungen mit hohem Verschleißvolumen zu erhalten, bieten sich beispielsweise Novikov-Verzahnungen oder die von Moineau-Motoren bekannten Zahngeometrien an. Ein in der Technik bekanntes Getriebe ist das Cyclogetriebe. Das System basiert darauf, daß eine mit einem geschlossenen Zykloidenzug versehene Scheibe von einem Exzenter angetrieben wird und sich entlang des feststehenden Rings mit Bolzen anstatt Zähnen abwälzt. (Bild 3.3-11). Während sich die Kurvenscheibe im Uhrzeigersinn innerhalb des Bolzenringes fortbewegt, dreht sie sich gleichzeitig entgegen dem Uhrzeigersinn um ihre eigene Achse. Dadurch greifen nacheinander Kurvenabschnitte in die Bolzen des Bolzenrings ein und erzeugen so eine umgekehrte Rotation mit verminderter Geschwindigkeit.

Jede volle Umdrehung der Antriebswelle bewegt die Kurvenscheibe um einen "Zahn" weiter, womit sich die Untersetzung ins Langsame aus der Anzahl der "Zähne" ergibt. Die Kurvenscheibe hat einen Zahn weniger als Bolzen im Stator vorhanden sind.

Für die Anwendung dieses Getriebes wurden zwei verschiedene Lösungsmöglichkeiten ausgearbeitet. In der ersten Ausführung (Bild 3.3-12) wird die Kurvenscheibe von einem Exzenter, der mit der Antriebswelle verbunden ist, angetrieben. Der "Bolzenring" ist im Stator verankert. Die Kurvenscheibe ist mit einer flexiblen Welle verbunden, die die exzentrische Bewegung der Kurvenscheibe kompensiert und nur die Eigendrehung der Scheibe an die Meißelantriebswelle weitergibt. Zu beachten ist hierbei die Drehrichtungsumkehr von der Antriebswelle, so daß die Drehrichtung der Turbine umgekehrt werden muß. In der zweiten Ausführung (Bild 3.3-13) wird die Kurvenscheibe im Stator der Turbine über ein flexibles Element abgestützt und die Abtriebsdrehzahl wird am Bolzenring abgegriffen. Dadurch ergibt sich eine gleichsinnige Antriebs- und Abtriebsdrehzahl, sowie ein zentrischer Lauf der Abtriebswelle.

Als "Verhältnis von Kurvenscheibenzähnen zu Statorbolzen" wurde hier mit 9 zu 10 gewählt, so daß sich für Ausführung 1 eine Untersetzung von 1 : 9 und für Ausführung 2 eine Untersetzung von 1 : 10 ergibt. (Diese Ausführung entspricht im Prinzip der Darstellung des nicht rückkehrenden Planetengetriebes in Bild 3.3-10).

Für eine Anwendung dieses Systems als ungedichtetes Getriebe sind zwar sämtliche "Gleitstellen" mit hochverschleißfesten Werkstoffen zu versehen, da bei EC aber gerade in dieser Hinsicht bereits ein hohes Maß an Erfahrung vorliegt, ist die Entwicklung dieses Systems als sehr erfolgversprechend anzusehen.

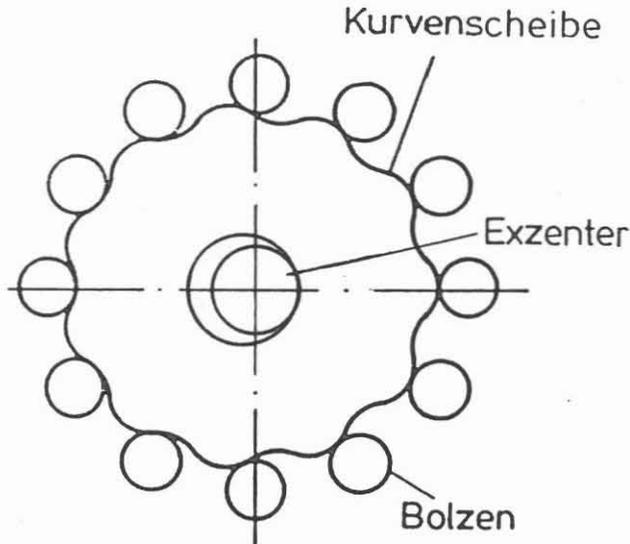


Bild 3.3-11 Funktionsprinzip Cyclogetriebe

#### 4. Planung des erforderlichen Entwicklungsprojekts

##### 4.1 Diskussion der Lösungsmöglichkeiten

Aus den beschriebenen Lösungsmöglichkeiten in Kapitel 3 läßt sich ableiten, daß für die KTB-Anwendung ein mehrgängiger Moineaumotor im Prinzip der ideale Antrieb ist. Neben dem sehr einfachen Aufbau, der eine hohe Zuverlässigkeit bedeutet, ist die hydrostatische Kennlinie für große Teufen vorteilhaft. Allerdings kann nicht davon ausgegangen werden, daß die Temperaturbeständigkeit der Statorauskleidung selbst durch Weiterentwicklung der Elastomere mit vertretbarem Aufwand auf die zu erwartenden Temperaturen bei Endteufen zu erhöhen ist. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, daß im Laufe der nächsten drei Jahre eine Temperaturgrenze von mindestens 200° C und mit Zugeständnissen an die Lebensdauer und bei Verwendung wasserbasischer Bohrspülung möglicherweise bis zu 250° C erreicht werden kann, so daß zumindest der 10 5/8" Bohrlochbereich aller Wahrscheinlichkeit nach mit Moineau-Motoren abgedeckt werden kann.

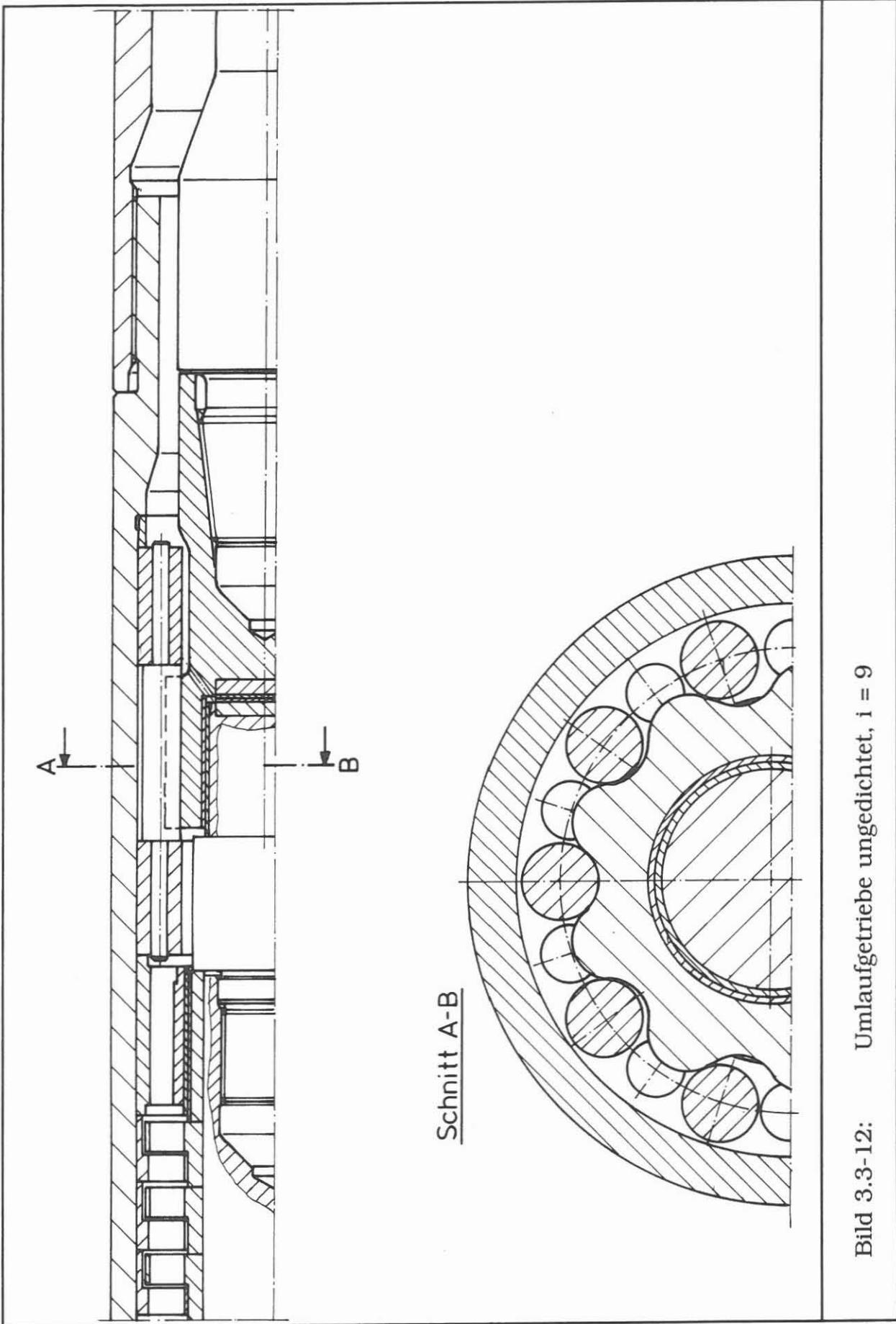


Bild 3.3-12: Umlaufgetriebe ungedichtet,  $i = 9$

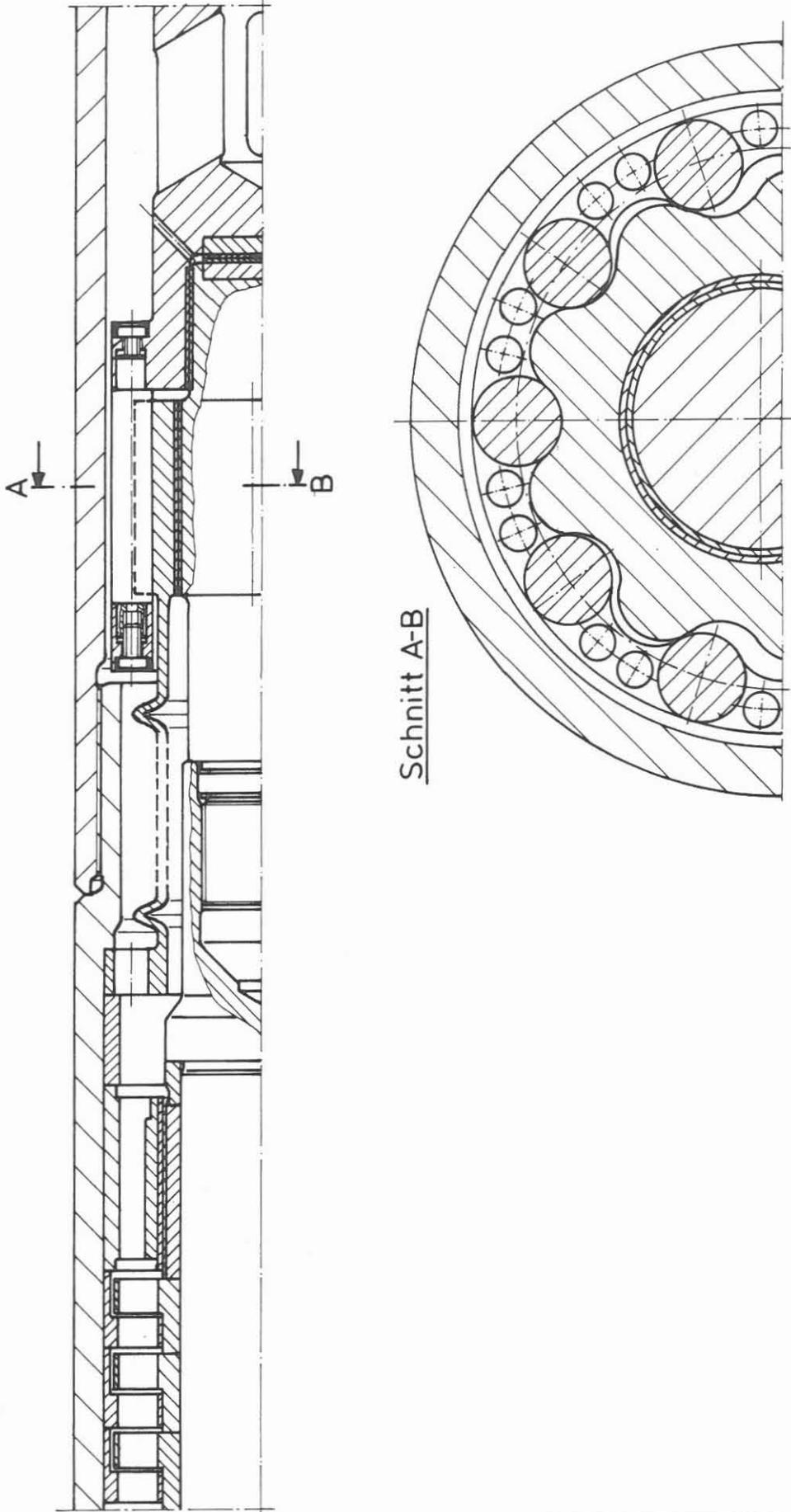


Bild 3.3-13: Umlaufgetriebe ungedichtet,  $i = 10$

Für den 8 1/2" Bohrlochbereich ist jedoch in jedem Fall eine Alternative mit höherer Temperaturbeständigkeit zu entwickeln.

Da für den Flügelzellenmotor im Prinzip eine relativ aufwendige Neuentwicklung erforderlich wäre, soll eine Turbinenausführung bevorzugt werden. Schnellaufende Turbinen mit Speziallagern können hier mit geringem Aufwand relativ kurzfristig zur Verfügung gestellt werden, so daß die Verfügbarkeit eines Bohrlochsohlenantriebs auch für die max. zu erwartende Temperatur bei Endteufe als Alternative sichergestellt ist.

Für den Rollenmeißelantrieb müssen zwei Drehzahlbereiche definiert werden. Zum einen der mittlere Drehzahlbereich von 220 (10 5/8") bis 275 (8 1/2") und zum anderen ein niedriger Drehzahlbereich von unter 150 min<sup>-1</sup>. Während der mittlere Drehzahlbereich noch mit hydraulischen Maßnahmen zu realisieren ist, sind für den unteren Drehzahlbereich Untersetzungsgetriebe erforderlich.

Zur Realisierung des mittleren Drehzahlbereiches sollten Bremsstufen eingesetzt werden, um eine möglichst steile Kennlinie zu erhalten. Ein weiterer Vorteil liegt in der hohen Betriebssicherheit aufgrund des relativ einfachen Aufbaus. Als Nachteil ist jedoch der zu erwartende sehr niedrige Wirkungsgrad aufzuführen, der Probleme hinsichtlich der zur Verfügung zu stehenden Pumpenleistung verursachen kann.

Im Sinne einer hohen Standlänge der Rollenmeißel sollte beim derzeitigen Stand der Technik eine Drehzahl jedoch auf 150 min<sup>-1</sup> limitiert werden, so daß die Verwendung eines Untersetzungsgetriebes vorzusehen ist. Hier sollten sowohl die am Markt befindlichen Systeme dahingehend überprüft werden, ob sich Anpassungen an die KTB Bedingungen mit vertretbarem Aufwand realisieren lassen, als auch die Entwicklung eines ungedichteten Getriebes durchgeführt werden. Im Sinne der Zuverlässigkeit sollte ein ungedichtetes System angestrebt werden.

#### 4.2 Vorschlag für den Einsatz von Bohrlochsohlenmotoren in der KTB Hauptbohrung

Für eine Planung der einzelnen Entwicklungsschritte wurde der in Bild 4.2-1 dargestellte Vorschlag für die Verwendung und Entwicklung von Bohrlochsohlenantrieben erarbeitet. Der Plan sieht zwei Systeme unterschieden nach Drehzahlbereichen vor. Der Drehzahlbereich  $n > 700 \text{ min}^{-1}$  beinhaltet schnellaufende Turbinen mit Gleichdruckstufen und Speziallagern für den An-

trieb von Diamantmeißeln. Der hier erforderliche Entwicklungsaufwand ist sehr gering, da die für die Größe 6 3/4" erforderlichen Komponenten bereits erprobt sind und lediglich Anpassungen an die KTB Anforderungen notwendig sind, und für die Größe 8 1/2" Konstruktionskennwerte von den bereits vorhandenen Turbinen anderer Größen übernommen werden können. Erforderlich sind im wesentlichen nur die endgültige Auslegung und die Herstellung der nötigen Gußformen.

Für den Rollenmeißelantrieb soll bis mindestens 200 C, möglicherweise sogar bis 250° C der Moineau Motor zum Einsatz kommen. Hier wird davon ausgegangen, daß eine hochtemperaturfeste Statorauskleidung für Temperaturen deutlich über 200° C in dem zur Verfügung stehenden Zeitrahmen entwickelt werden kann, auch wenn die Entwicklung dieser Elastomere ein beträchtliches Risiko darstellt.

Um mit Sicherheit Werkzeuge für den hohen und höchsten zu erwartenden Temperaturbereich zur Verfügung stellen zu können, wird zum einen die Entwicklung einer Turbine mit Untersetzungsgetriebe vorgeschlagen. Parallel zu gedichteten Einheiten soll dabei unbedingt das Konzept der ungedichteten Ausführung verfolgt werden, da mit einem solchen Getriebe zwar theoretisch niedrige Höchstlaufzeiten erreicht werden, dafür aber hohe Zuverlässigkeit und Ausfallsicherheit im Rahmen der nötigen Laufzeiten. Als Antrieb sollen hier die schnellaufenden Turbinenstufen verwendet werden, wodurch die Stufenzahl deutlich reduziert werden kann.

Zum anderen soll mindestens bis hin zur detaillierten Konstruktion verschiedener möglicher Alternativen das Konzept eines einfachen Flügelzellenmotors verfolgt werden, um auch ohne Bau eines Prototypen Kosten und Zuverlässigkeit im Vergleich zu den anderen Systemen sicher abschätzen zu können. Erst dann ist die endgültige Entscheidung für den Prototypenbau zu fällen.

