

FUNKTIONS- UND FERTIGUNGSGERECHTE TOLERIERUNG VON KFZ-SCHALTKUPPLUNGEN

INHALTSANGABE

1. Einleitung
2. Kraftübertragung
3. Betätigungskomfort
4. Einfluß auf andere Bauteile
 - 4.1 Unwucht
 - 4.2 Geräusche
5. Schaltbarkeit
6. Montierbarkeit
7. Schlußbemerkung

1. EINLEITUNG

Kupplungsfunktionen und Anforderung im Fahrbetrieb.

Die Funktionsfähigkeit von Kfz-Kupplungen wird im wesentlichen durch die folgenden Merkmale bestimmt (Bild 1):

Kraftübertragung
Betätigungskomfort
Einfluß auf andere Bauteile
Schaltbarkeit
Montierbarkeit

Diese Funktionen müssen einmal durch die Konstruktionsauslegung gewährleistet sein, wobei die vorgegebenen Toleranzen der Produktion die funktionsnotwendige Mindestanforderung bzw. Gleichmäßigkeit angeben.

Über die sinnvolle Tolerierung möchte ich hier Überlegungen anstellen.

Ich halte mich dabei an die im Bild dargestellte Reihenfolge.

2. KRAFTÜBERTRAGUNG (Bild 2)

Das Rutschmoment der Kupplung muß um einen bestimmten Sicherheitsfaktor größer sein als das maximale Motormoment.

Das Rutschmoment der Kupplung wird bekanntlich beschrieben durch den dynamischen Reibkoeffizienten des Belages, im allgemeinen gegen Guß, die wirksame Anpreßkraft, den mittleren Reibradius und die Anzahl der Reibflächen.

Das (Bild 3) zeigt, ausgehend von der Formel für das Rutschmoment der Kupplung, daß diese 4 bestimmenden Größen an der Kupplung mit sehr unterschiedlicher Konstanz vorliegen.

Die Anzahl der Reibflächen ist bei gegebener Kupplung konstant.

Die geringste Streuung weist der mittlere Reibradius auf.
Er ist im allgemeinen genauer als 10 %.

Größer ist die Streuung der wirksamen Anpreßkraft.

Am weitaus stärksten streut jedoch der dynamische Reibkoeffizient.

In (Bild 4) zeige ich Ihnen für die bei uns produzierten Kupplungen die statistische Verteilung der prozentualen Abweichung von dem Mittelwert der Anpreßkräfte.

Dieser Auswertung liegen einige 1000 Meßwerte zugrunde, die bei der laufenden Qualitätskontrolle in der Fertigung ermittelt wurden.

Die Abweichungen liegen zwischen 5 und 15 %. Es stellt sich die Frage, wie groß darf die maximale Abweichung sein ?

Diese Frage ist erst zu beantworten, wenn man sich mit der größeren Abweichung bei den Reibwerten beschäftigt hat.

(Bild 5) zeigt den charakteristischen Verlauf einer Reibwertkurve von einem Kupplungsbelag, ermittelt in einem Standardtest mit Beschleunigungskupplung, die rotiert. Man erkennt, daß der Reibkoeffizient in einem weiten Bereich streut, nämlich zwischen 0,33 - 0,47.

(Bild 6) zeigt den Reibwertverlauf an der gleichen Belagqualität jedoch unter Wärmeeinfluß mit einer stehenden Bremskupplung gefahren.

Hier zeigt der Kurvenverlauf nach einem anfänglich starken Einlauffading zunächst einen etwas höheren Reibkoeffizienten, ca. 0,45, und fällt dann nahezu kontinuierlich auf einen Wert von ca. 0,25 ab.

In (Bild 7) zeige ich Ihnen nun Streuungen der Reibkoeffizienten von verschiedenen Belagtypen ermittelt aus Standardtests mit Beschleunigungskupplung.

Es wird in der Tabelle der jeweils kleinste und größte Reibkoeffizient innerhalb der gefahrenen Lastwechselzahl angegeben.

Zusätzlich sind die Streuungen der Reibkoeffizienten festgehalten, die sich nach Einlauf des Belages ergeben und naturgemäß kleiner sind als die Gesamtstreuung.

Trotzdem sehen wir eine maximale Streuung von 1 : 1,7.

Berücksichtigt man die Erkenntnisse, die aus der stehenden Bremskupplung gewonnen wurden, wo der Belag thermisch sehr viel höher belastet war und daher eine wesentlich andere Reibwertcharakteristik zeigte, so erscheint es statthaft mit einem Streuungsverhältnis von mindestens 1 : 1,8, wahrscheinlich sogar von 1 : 2 zu rechnen.

Damit stellt sich die Frage, ist es überhaupt sinnvoll die Anpreßkraft so genau zu tolerieren, nämlich wie häufig gefordert mit 7 %, wenn die Reibwertstreuung bei 1 : 2, d.h. bei 100 % liegt.

Laut dem Fehlerfortpflanzungsgesetz muß man, um die Gesamtstreuung der Fehler zu erhalten, die Einzelfehler quadrieren, addieren und daraus die Wurzel ziehen.

Dieses angewendet auf die Kraftübertragung der Kupplung bedeutet, daß die Rutschsicherheit durch Streuung der Anpreßkraft nur unwesentlich beeinflußt wird.

Diese Zusammenhänge können aus dem Diagramm (Bild 8) ersehen werden.

Auf der Abszisse ist die Grundstreuung x einer Verteilung aufgetragen, der eine zweite Streuung z überlagert wird, die als Parameter im Bild eingetragen wurde.

Auf der Ordinate y läßt sich nun die Streuungsvergrößerung $1 : y$ ablesen, die die Grundstreuung durch die zweite Streuung erfährt.

Demnach erzeugt die Überlagerung der Anpreßkraftstreuung der Kupplungen von 1 : 1,1 bei angenommener Grundstreuung der Reibkoeffizienten von 1 : 1,8, eine Beeinflußung des Rutschmomentes von weniger als 1 %.

Selbst bei einer Verdopplung der Anpreßkrafttoleranz gegenüber den heute üblichen Vorschriften z.B. auf das Verhältnis 1 : 1,2 würde bei einer Streuung der Reibwerte von 1 : 2 eine Beeinflußung des Rutschmomentes durch die Anpreßkraft außerordentlich gering sein. Die Streuung des übertragbaren Momentes würde sich um nur 2,5 % vergrößern.

Daraus kann abgeleitet werden:

Das erforderliche Rutschmoment muß durch eine Mindestanpreßkraft garantiert werden, die in Abhängigkeit vom Mindestreibwert festgelegt werden muß.

Eine Tolerierung der Anpreßkraft - Obergrenze im Betriebs- und Verschleißpunkt kann sicher sehr viel großzügiger vorgenommen werden als heute üblich, wenn nicht gar entfallen.

3. BETÄTIGUNGSKOMFORT (Bild 9)

Von den im Vortrag des Herrn Maucher genannten Einflüssen auf den Betätigungskomfort ist vom Kupplungshersteller nur die Ausrückkraft an der Kupplung beeinflussbar.

Die maximale Ausrückkraft, wie sie üblicherweise von dem Fahrzeughersteller gefordert wird, gibt den Kupplungsherstellern gleichzeitig die Begrenzung für die maximale Anpreßkraft, die dadurch nicht selbst toleriert sein muß (Bild 10).

Da nur die funktionsbestimmenden Größen kontrolliert werden sollten, würde ich empfehlen, bei der Prüfung von Kupplungen nur die Messung der

Mindest - Anpreßkräfte

im Betriebs- und Verschleißpunkt durchzuführen
um die Rutschsicherheit
zu gewährleisten,

minimalen Ausrückkraft vorzuschreiben

im Neuzustand um die Steilheit der Ausrück-
kennung zu erfassen

maximalen Ausrückkraft nach Verschleiß zu fordern

um die Betätigungskraft der Kupplung in
zulässigen Grenzen zu halten.

Damit wäre ohne Risiko für den Fahrbetrieb sowohl die Übertragungssicherheit der Kupplung als auch die gewünschte Maximalbetätigungskraft und der Kennlinienverlauf gesichert.

4. EINFLUSS AUF ANDERE BAUTEILE (Bild 11)

4.1 Unwucht

Von der Kupplung wird selbstverständlich eine Begrenzung der Unwucht verlangt, um die Laufruhe des Antriebes nicht negativ zu beeinflussen.

Mit welchen Fehlern, nach Ursachen geordnet, muß gerechnet werden ?

Im (Bild 12) sind die Fehler aufgelistet:

1. Reproduzierbarkeit der Meßgeräte
2. Genauigkeit der Aufnahme
3. Passungsspiel in der Meßaufnahme
4. Konstruktiv bedingtes Spiel im Bauteil
5. Passungsgenauigkeit bei der Montage

Im (Bild 13) sind aus einer Vergleichsmessung die entsprechenden Meßwerte aus Kunden- und Lieferanten-Messung am jeweils gleichen Bauteil aufgetragen.

Mit Ausnahme der Passungsgenauigkeit bei der Montage wirken sich alle Fehler in diesem Bild aus.

In diesem Fall ergibt sich ein systematischer Meßfehler, bezogen auf den kleineren Meßwert von etwa 40 %, und eine konstante Streuung von etwa 110 mmg.

Die Auswirkungen sind im schlimmsten Fall folgende:

Ist $y = 150$ mmg der Grenzwert des Lieferanten, dann mißt der Kunde auf seinem Gerät alle Einzelwerte, die auf dem Grenzwert beim Lieferanten lagen als Toleranzüberschreitung, nämlich zu 160 - 280 mmg.

Solche Probleme kommen vor und müssen durch Abstimmung der Messung zwischen Kunde und Lieferant bereinigt werden. Wir müssen allerdings damit rechnen, daß etwa 30 mmg Restfehler durch Meßgerät und Aufnahme kaum zu unterschreiten sind d.h. wenn man beide Streuungen überlagert, so ist die zu erwartende Meßunsicherheit mit 50 mmg anzunehmen.

Um daher nur einigermaßen Spielraum für die Fertigung zu haben, sollte man das Doppelte dieser 50 mmg als Fertigungstoleranz zulassen und daher 150 mmg Unwucht als Mindest - x Wert akzeptieren.

Dieser Wert gilt für kleinere Kupplungs-Einheiten. Bei größeren Kupplungen sollte dieser Wert gewichtsabhängig sogar noch vergrößert werden.

Bei den Kupplungsscheiben gewinnen die Dämpfer insbesondere durch die Leerlauf-Absenkung und den Trend zum Dieselmotor eine besondere Bedeutung.

Diese Dämpfer brauchen genau definiertes Reibverhalten, so daß es außerordentlich wichtig ist, passungsbedingte Fremdreibung zu vermeiden.

Daher hat man hier oftmals Spiele bis zu 0,25 mm, da gestanzte, einsetzgehärtete Bleche Zentrierfunktionen übernehmen.

Je nach Gewicht und Größe der Kupplungsscheibe treten dadurch zusätzliche Unwuchten von 100 - 200 mmg auf, die nur dann zu reduzieren wären, wenn teure Schleifoperationen eingesetzt würden. Als Qualitätskontrolle müssen wir zugeben, daß die Forderung nach niedrigerer Unwucht verständlich ist. Wir haben jedoch den Eindruck, daß die zugestandenen Toleranzen manchmal deswegen sehr eng sind, weil man nicht genügend Kenntnisse über die funktionsnotwendigen Toleranzen des Gesamtaggregate hat und daher aus Vorsicht überhöhte Forderungen an die Kupplung stellt.

4.2 Geräusch

Wie schon besprochen, gewinnt die Dämpferauslegung der Kupplungsscheibe eine immer größere Bedeutung (Bild 14).

Wir spüren das in der Fertigung dadurch, daß die Reibungsdämpfung immer enger toleriert wird und wir in manchen Fällen diese Forderung nur durch Auswahl von bestimmten Dämpfungswerten aus einer breiter streuenden Grundgesamtheit gewinnen können.

Ich möchte hier nur eine Parallele zu den Reibbelägen der Kupplung ziehen.

Wir haben gesehen, daß über eine Lebensdauer eines Belages der Reibungskoeffizient im Verhältnis 2 : 1 streuen kann.

Ähnliche Werte treten auch bei den Reibungsdämpfern auf, da hier noch hinzukommt, daß sowohl die Ruhereibung als auch die Gleitreibung wirksam werden.

Vorschriften, die die Reibungsdämpfung etwa im Verhältnis 1,6 : 1 einschränken, können gerade noch im Neuzustand - wenn auch mit Schwierigkeiten - eingehalten werden, jedoch keinesfalls über die Lebensdauer der Kupplung. Von Seiten der Qualitätskontrolle bewegen wir uns daher bei Gewährleistungsfällen ein wenig auf Glatteis.

5. SCHALTBARKEIT (Bild 15)

Die Schaltbarkeit einer Kupplung wird bestimmt durch den Abhub der Druckplatte als Funktion des Ausrückweges an der Kupplung und die Freigangeigenschaften der Kupplungsscheibe.

Wir erleben heute immer noch, daß einzelne Kunden den Seitenschlag einer Kupplungsscheibe vorschreiben, der das, was man eigentlich wissen will, nämlich den Freigang der Kupplungsscheibe nur sehr ungenau wiedergibt.

Im (Bild 16) sehen Sie ein Streufeld Freigang über dem Seitenschlag aufgetragen.

Sie erkennen, daß nur eine sehr vage Abhängigkeit besteht, weil z.B. getellte Formen durch den Seitenschlag nicht erfaßt werden und auch das Verzahnungsspiel zwischen Getriebeantriebswelle und Nabe der Kupplungsscheibe nicht berücksichtigt wird.

Die Oberflächenbeschaffenheit der Reibbeläge wurde ebenso als wesentliche Einflußgröße bei der Freigangmessung erkannt.

Ohne auf eine absolute Wertung für die Freigängigkeit einzugehen, zeige ich Ihnen (Bild 17) den Einfluß der Belagqualität, der sich auf die Freigängigkeit der Kupplungsscheibe auswirkt.

Das Bild zeigt 2 Stichprobenkollektive einer gleichen Kupplungsscheiben-Type aus derselben Verarbeitungscharge.

Mit dem Belagtyp a bestückt, werden Freigangwerte bis ca. 1,7 mm erreicht.

Bei Wechsel auf einen alternativen Belagtyp b verbessert sich der Freigangwert auf maximal 1,5 mm.

Dieser Einfluß würde mit einer Seitenschlagmessung nicht erfaßt.

Für die Darstellung (Bild 18) "Freigang über Belagfederung" wurde an derselben Kupplungsscheibe des Belages a zusätzlich der Belagfederweg bei Funktionslast aus der Gesamtkennlinie bestimmt.

Hier wird erkennbar, daß auch diese Funktionskenngröße den Freigangwert der Kupplungsscheibe deutlich beeinflußt.

Zusammengefaßt ergibt sich, daß die Freigängigkeit der Kupplungsscheibe einen wichtigen Summenfunktionswert darstellt.

Nur die Garantie dieser Funktion sichert eine einwandfreie Schaltbarkeit der Kupplung im Fahrzeug, so daß eine Seitenschlagmessung überflüssig erscheint.

Selbstverständlich muß der Freigang der Kupplungsscheibe gesehen werden relativ zu dem Abhub der Kupplungs-Druckplatte bei dem verfügbaren Ausrückweg.

Für die Abstimmung Abhub zu Freigang gelten ebenfalls die statistischen Gesetze der Fehlerfortpflanzung.

Die Verteilung der Abhubwerte von Kupplungen nähert sich bei genügend großer Anzahl von Meßwerten der Normalverteilung (Bild 19).

Im Falle der Freigangwerte von Kupplungsscheiben liegt bei Einhaltung einer bestimmten Ebenheit an den Einzelteilelementen der Kupplungsscheiben ebenfalls eine Normalverteilung vor, wenn Kupplungsscheiben z.B. nicht aussortiert sind.

(Bild 20) zeigt Verteilungsformen von Freigangwerten aussortierter und ohne Aussortieren gefertigter Kupplungsscheiben.

Die Berechnung des am Fahrzeug auftretenden Freigangspieles unter Berücksichtigung des maximal zulässigen Schleppmomentes ist möglich durch die Überlagerung der Verteilung für Abhub- und Freigangwerte.

Im (Bild 21) wird die Überlagerung für die vorher gezeigten Verteilungen dargestellt, wobei verschärfend angenommen wurde, daß die Abhubverteilung normal verteilt ist und bei Freigangwerten eine schiefe durch Aussortierung entstandene Verteilung auftritt.

Das Bild zeigt eine nur noch leicht schiefe Freigangspiel-Verteilung, die sich aus der extrem einseitigen Verteilung der Freigangwerte ableitet.

Dabei ist von besonderem Interesse, daß trotz gleicher Mindestabhub- und Maximalfreigangwerte extreme Freigangspiele nur sehr selten auftreten, im vorliegenden Fall mit einer Häufigkeit unter 1 ‰.

Das bedeutet z.B. bei Überlagerung symmetrisch normal verteilter Abhub- und Freigangwerte, daß bei Einhaltung eines bestimmten Mindestabhubwertes und gleichzeitig unter Festlegung desselben maximalen Freigangwertes der Kupplungsscheibe praktisch in jedem Fall auch unter tausenden von Fahrzeugen die Kupplungsscheibe freigeht wird.

Daraus kann abgeleitet werden:

Der maximale Freigangwert der Kupplungsscheibe kann so groß gewählt werden, wie der minimale Abhub der Kupplung.

Bei Verzicht auf den heute noch üblichen Abstand von 0,1 zwischen maximalem Freigangwert der Kupplungsscheibe und Mindestabhub der Kupplungs-Druckplatte könnte z.B. eine Wirkungsgradverbesserung für die Kupplungs-Druckplatte erzielt werden.

Berücksichtigt man weiter, daß nach einer kurzen Einlaufzeit die noch im Neuzustand über die Reibbelag-Oberfläche hinausragenden Belagflusen- und Grate sowie die bei bestimmten Reibbelägen vorhandenen Metalleinlagerungen eingeebnet werden, so kann ohne die Schaltbarkeit im Fahrbetrieb zu beeinträchtigen durchaus auch eine Überschneidung von 0,1 mm für Abhub und Freigangwerte zugelassen werden.

Wie Herr Maucher in seinem Vortrag fordert, sollte aus funktionellen Gesichtspunkten eine Mindestbelagfederung eingehalten werden; die maximale Belagfederung wird durch die oben beschriebene Freigangfunktionsprüfung automatisch sichergestellt, so daß deren Tolerierung auch entfallen könnte.

6. MONTIERBARKEIT (Bild 22)

Von allen Funktionen stellt die Montierbarkeit der Kupplungsaggregate insbesondere bei der Erstausrüstung von Fahrzeugen ein Kriterium dar, um bei dem hohen Automatisierungsgrad in den Montagelinien eine problemlose Verarbeitung gewährleisten zu können.

Die Zentrierung der Kupplung erfolgt im Allgemeinen am Schwungrad entweder über den Außen-Durchmesser oder durch Paßlöcher.

Die Lage- und Durchmesser Genauigkeit der Paßmaße beeinflusst direkt die Montierbarkeit. Da auch eine wegen der Unwucht des Systems genaue Zentrierung der Kupplung zum Schwungrad notwendig ist, werden die Paßmaße am Kupplungs-Gehäuse und die entsprechende Gegenposition am Schwungrad nur in engen Grenzen toleriert.

Hierbei wird vielfach nicht beachtet, daß sich eine Änderung der Lageposition der Paßmaße durch Elastizität des Kupplungs-Gehäuses ergibt.

Im (Bild 23) ist die Verlagerung von Paßmaßen nach verschiedenen Montageschritten festgehalten. Es ergeben sich Verlagerungen von über einem $1/10$ mm, insbesondere durch die Kraftwirkung der Tellerfeder.

Es treten hierdurch Überschneidungen auf zwischen den Paßmaßen des Kupplungs-Gehäuses und denen der Schwungradaufnahme.

Mit Hilfe einer verstellbaren Schwungradaufnahme wurden mit verschiedenen Überschneidungen Montageversuche durchgeführt.

Um die Ergebnisse abzusichern, nahmen mehrere Personen an diesen Versuchen teil.

Hiernach zeigte sich, daß Überschneidungen in der Größenordnung bis 0,2 mm auftreten dürfen, ohne daß Montageschwierigkeiten zu erwarten sind. (Bild 24)

Überraschender Weise galt diese Erfahrung sowohl für kleine als auch für große Kupplungsgehäuse.

Damit lassen sich zwei Vorteile kombinieren

- 1) Die Toleranzen für die Passungen können erweitert werden, da die Lage der Kupplung sich nach der Zentrierung am Schwungrad ausbildet und
- 2) Es ergibt sich durch richtige Wahl der Toleranzlage ein spielfrei, elastisch verspannter Sitz auf dem Schwungrad.

Daraus muß abgeleitet werden, daß die Kontrolle der Paßmaße allein durch Ring- oder Stecklehren sinnvoll ist.

Um Verkanten auszuschließen, darf die Länge der Stifte die maximale Wandstärke des Kupplungsgehäuses nicht überschreiten. Bei elastischen Kupplungs-Gehäusen genügt eine Stecklehre, deren Stift- \emptyset und Lage auf Toleranzmitte entsprechend der Schwungradaufnahme auszulegen ist.

Bei selten auftretenden nicht elastischen Kupplungs-Gehäusen sollten zwei Stecklehren mit extremer Teilkreis-Lage verwendet werden.

Die Zentrierung der Kupplungsscheibe wird durch die Innen-Verzahnung der Nabe im Schiebe- oder Gleitsitz auf der Getriebe-Antriebswelle mit Keilprofil- oder Evolventen-Verzahnung erreicht.

Wegen des Summenteilungsfehlers ist ein bestimmtes Verzahnungsspiel notwendig, das jedoch aus Führungs- und Verschleißgründen nicht zu groß sein darf.

Nach unseren Messungen und Untersuchungen muß mit Teilungsfehlern in folgenden Größenordnungen gerechnet werden (Bild 25)

für Räumwerkzeuge Nabe	ca. - 11 µm
geräumtes Werkstück	ca. - 15 µm
Antriebswelle gefräst	ca. - 20 µm
geschliffen	ca. - 8 µm
Verzahnungslehre	ca. - 5 µm

Für die Auslegung von Getriebewellen-Verbindungen liegen offensichtlich unterschiedliche Erfahrungen der Automobil-Hersteller vor wie das nächste (Bild 26) Abmaßlage und Spiele der Getriebewellenverbindung von Keilverzahnung zeigt.

Die Auslegung im Fall 1 ist unserer Meinung nach in Ordnung, da hier genügend Spiel zur Verfügung steht, um die Teilungsfehler aufzunehmen und außerdem eine gewisse Fertigungstoleranz für die Zähne zuzulassen.

Der Fall 2 läßt vermuten, daß der Kunde Welle und Nabe deutlich besser im Summenteilungsfehler fertigt als die Verzahnungslehren-Hersteller, wenn die zulässige Zahndickentoleranz ausgenutzt würde. Da dies natürlich nicht der Fall ist, ist eine solche Tolerierung nur haltbar, wenn sich verständnisvolle Qualitätskontrollfachleute abstimmen, d.h. die Zahndickentoleranz einschränken, um Platz für den Summenteilungsfehler zu bekommen.

Wir sind sicher, daß dieser Behelf nur von kurzer Dauer ist. Unser Vorschlag ist im Bild 26 angegeben.

Die Serienprüfung der Verzahnung wird von den Kontrollstellen durch ablehren mit Profil-Verzahnungslehren praktiziert.

Diese Lehren werden meist von den Betriebsmittel- oder Planstellen beschafft unter Vorlage von Werkstückzeichnungen.

Für die maßliche Auslegung und Tolerierung von Verzahnungslehren stehen nur in wenigen Fällen Angaben aus Normen oder durch Automobil-Hersteller zur Verfügung.

Hierdurch ist es in einem weiten Feld den Lehrenherstellern überlassen die Lehren nach ihren Erfahrungen und Herstellbedingungen zu fertigen.

Die in DIN 7162 enthaltenen Angaben für Lage und Größe des Herstelltoleranzfeldes und der zulässigen Abnutzung sollten nicht unbedingt übernommen werden, da gerade diese Lehrenauslegungen schon bei Rundpassungen einen z.T. erheblichen Toleranzverlust für die Fertigung erzeugen (Bild 27 und 28).

Nach dem Tayler'schen Grundsatz wird der Toleranzraum auf der Gutseite begrenzt durch das formvollkommen gedachte Gegenstück, auf der Ausschußseite durch die Bedingung, daß die Ausschußgrenze an keiner Stelle überschritten werden darf.

Dementsprechend muß auf der Gutseite mit dem formvollkommenen Gegenstück auf Paarung geprüft werden.

Im Gegensatz zum Tayler'schen Prinzip schlagen wir für die Absicherung gegen Ausschuß Ausschußlehren mit voller Zähnezahl vor.

Damit würde um den Summenteilungsfehler der Verzahnungslehre eine Toleranzvergrößerung erzielt, die mit Sicherheit keine Funktionseinschränkungen bringen würde, wohl aber deutliche Reduzierung der Herstellschwierigkeit.

Da immer Gleitüberzüge (z.B. am Phosphat) vorhanden sind, würde die Einschränkung der Funktionstoleranzen durch die Schichtdicken-Toleranzen gleichzeitig z.T. kompensiert.

Es wird schwer sein die in jedem Haus vorhanden Meßtheoretiker hier zu überzeugen.

7. SCHLUSSBEMERKUNG

Aus den angestellten Überlegungen ergeben sich Hinweise, die eine Vergrößerung der heute üblichen Fertigungs-Toleranzen für Kupplungen möglich erscheinen lassen, ohne die Funktion zu gefährden.

Für die Anpreßkraft wurde gezeigt, daß nur wenige Grenzwerte eingehalten werden müssen, um die Übertragungssicherheit und ein akzeptables Einkuppel-Verhalten zu gewährleisten. Es konnte gezeigt werden, daß die Schwankungen der Anpreßkraft bei der großen Streuung der Reibwerte relativ unkritisch ist.

In Bezug auf Vorschriften zur Einhaltung einer maximalen Unwucht habe ich Ihnen die Einflußgrößen, die bei der Messung der Unwucht zu berücksichtigen sind, aufgezeigt.

Diese Einflußgrößen sollten bei der Festlegung von Unwuchttoleranzen berücksichtigt werden, damit keine utopischen Werte in die Zeichnungen aufgenommen werden.

Die großen Streuungen bei den Reibwerten lassen die Tolerierung der Dämpfung an der Kupplungsscheibe unter Beachtung der Lebensdauer nur im Verhältnis 1 : 2 als sinnvoll erscheinen.

Die Anwendung statistischer Überlegungen kann für die Auslegung voneinander abhängiger Größen, z.B. Abhub der Kupplung und Freigang der Kupplungsscheibe helfen bessere Funktionswerte an der Kupplung zu erreichen.

Es wurde gezeigt, daß bei Überschneidungen von Paßmaßen das elastische Verhalten der Kupplungsdeckel eine einwandfreie Montage gestattet und gleichzeitig durch spielfreie Zentrierung der Kupplung geringe Unwuchtwerte nach der Montage auftreten.

Schließlich wurde darauf hingewiesen, wie wichtig Spiel-Überlegungen an Verzahnungen im Hinblick auf Summenteilungsfehler sind, um einen sicheren Gleitsitz der Kupplungsscheibe auf der Antriebswelle zu gewährleisten.

Anlage

Bilderverzeichnis zum Thema:
Funktions- und fertigungsgerechte Tolerierung von
Kfz-Schaltkupplungen.

Bild-Nr.	Titel
1	Funktionswerte von Kupplungen
2	Kraftübertragung
3	Einflußgrößen auf das Rutschmoment der Kupplung
4	Verteilung der Streuung von Anpreß- kräften an Kupplungen
5	Reibwertverlauf-Standardtest mit Beschleunigungskupplung-Belag Typ 1
6	Reibwertverlauf-Standardtest mit Bremskupplung-Belag Typ 1
7	Reibwerte verschiedener Belagqualitäten ermittelt aus Standardtest mit Beschleunigungskupplung
8	Streuungsvergrößerung $1 : y$ einer Grundstreuung $1 : x$ durch überlagerte Streuung $1 : z$
9	Betätigungskomfort
10	Kontrollpunkte der Anpreß- und Ausrückkennung
11	Einfluß auf andere Bauteile
12	Fehlerursachen bei der Unwucht-Messung
13	Messvergleich Kunde - Lieferant Unwucht von Kupplungen
14	Verdrehkennlinie einer K.-Scheibe mit Dämpfereinrichtung

Bild-Nr.	Titel
15	Schaltbarkeit
16	Freigang über dem Seitenschlag
17	Einfluss der Belagqualität auf die Freigängigkeit von K.-Scheiben
18	Freigang über Belagfederung
19	Verteilung von Abhubwerten an Kupplungen
20	Verteilung der Freigangwerte von K.-Scheiben
21	Überlagerung von Häufigkeitsverteilungen
22	Montierbarkeit
23	Änderung der Lageposition von Pass-Durchmessern nach verschiedenen Verarbeitungsstufen
24	Montierbarkeit und Passmaß-Überschneidung zum Schwungrad bei Kupplungen
25	Teilungsfehler in der Verzahnung
26	Abmaßlage und Spiel der Getriebewellenverbindung einer Keilverzahnung
27	Toleranzverlust nach Assolok bei Bohrungen infolge lehrender Prüfung
28	Toleranzverlust nach Assolok bei Wellen infolge lehrender Prüfung

Quellenangaben:

P. Leinweber Dr. Ing., Taschenbuch der Längenmeßtechnik
Hauptkatalog Blankenhorn (b. Assolok)

W. Masing Prof. Dr. Ing., Handbuch der Qualitätssicherung

KRAFTÜBERTRAGUNG

BETÄTIGUNGSKOMFORT

EINFLUSS AUF ANDERE
BAUTEILE

SCHALTBARKEIT

MONTIERBARKEIT

01 04 82

FUNKTIONSWERTE VON KUPPLUNGEN

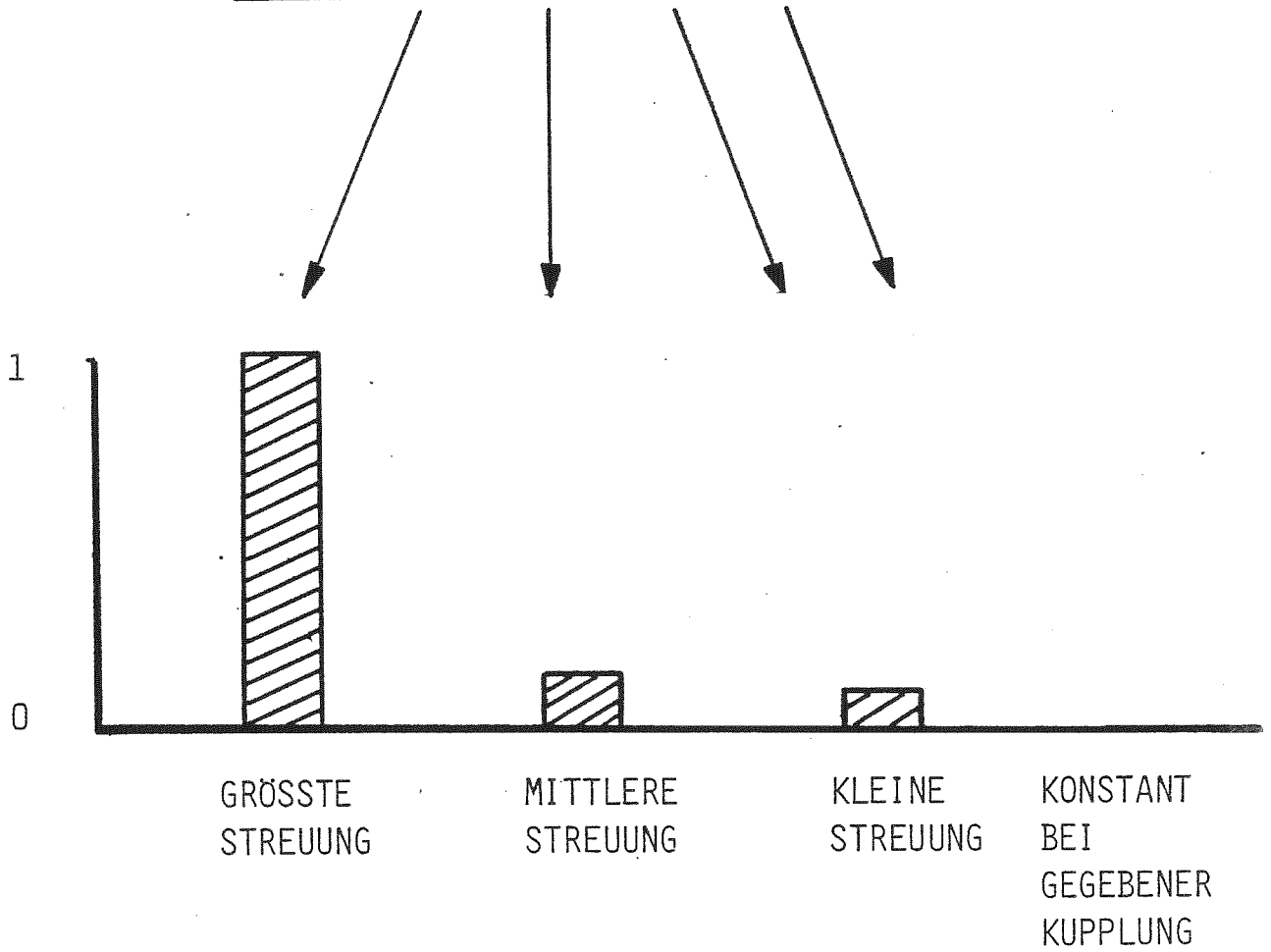
LUK

K R A F T Ü B E R T R A G U N G

02 04 82

LUK

$$M D = \mu \cdot F \cdot R \cdot N$$



BEEINFLUSSUNG DES RUTSCHMOMENTES

GROSS

MITTEL

STREUUNG

1 : 2

1 : 1,15

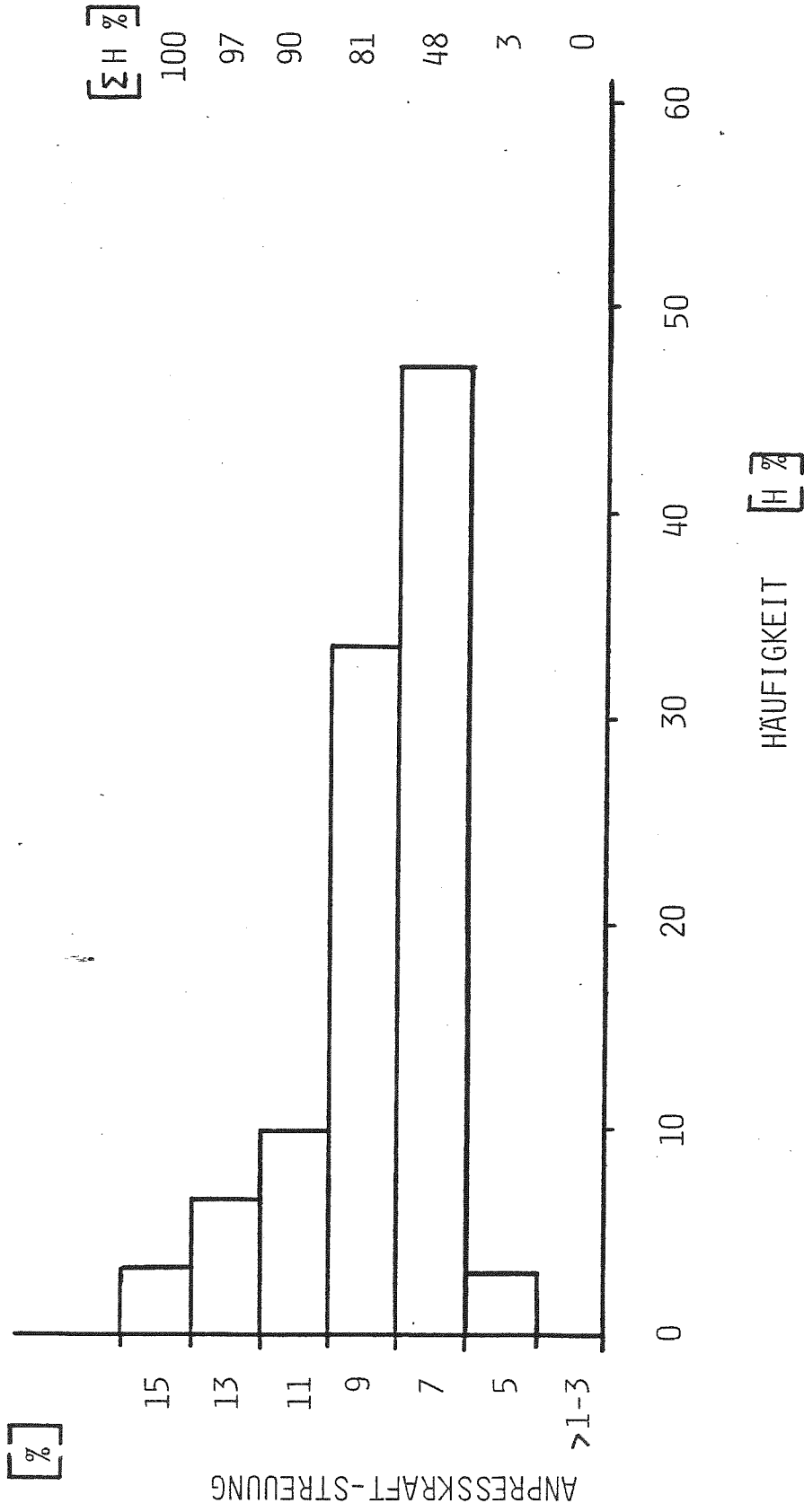
1 : 1,10

1 : 1,00

03 04 82

EINFLUSSGRÖSSEN AUF DAS RUTSCHMOMENT DER KUPPLUNG

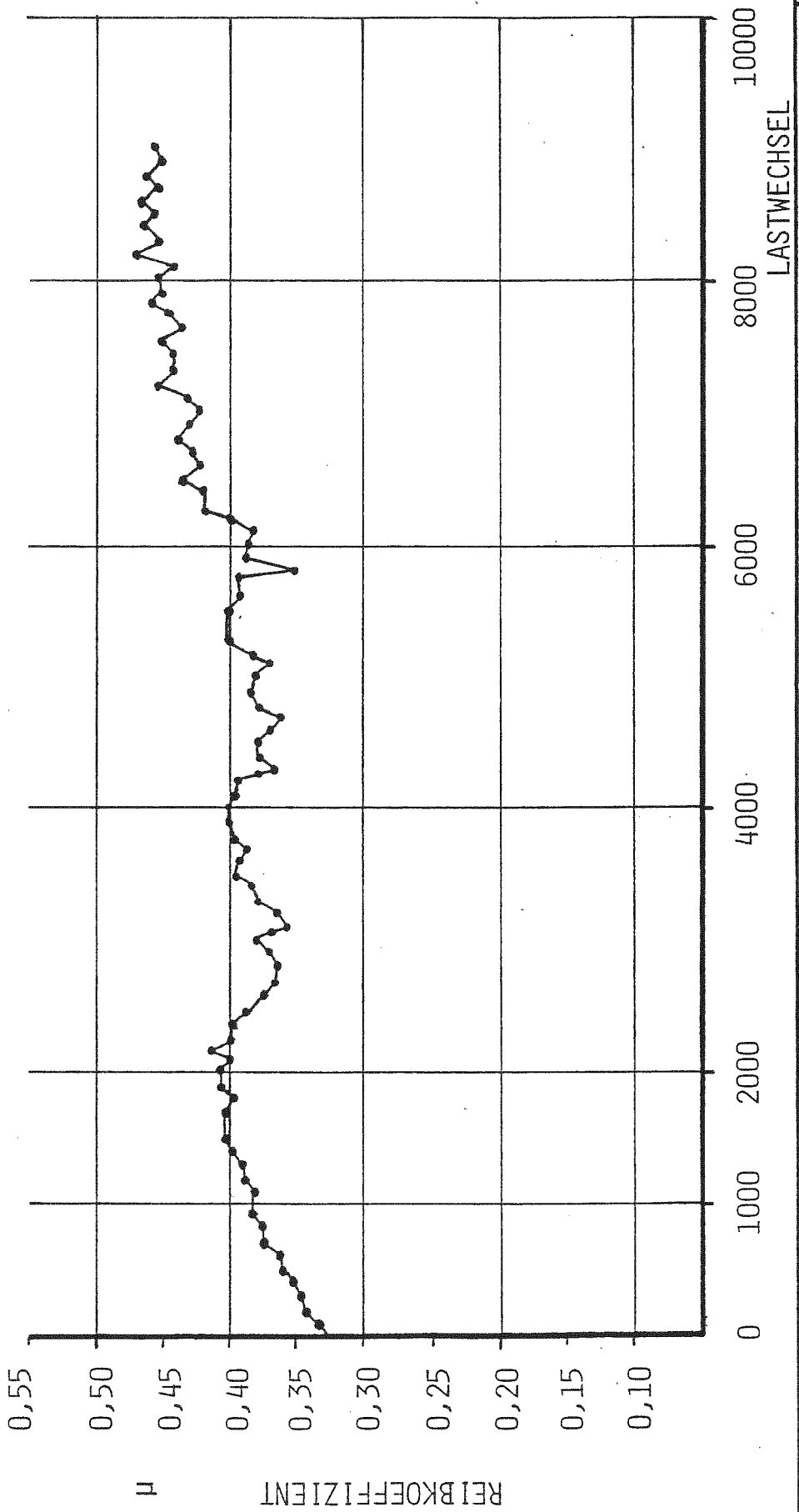
LUK



VERTEILUNG DER STREUUNG VON ANPRESSKRÄFTEN AN KUPPLUNGEN

04 04 82

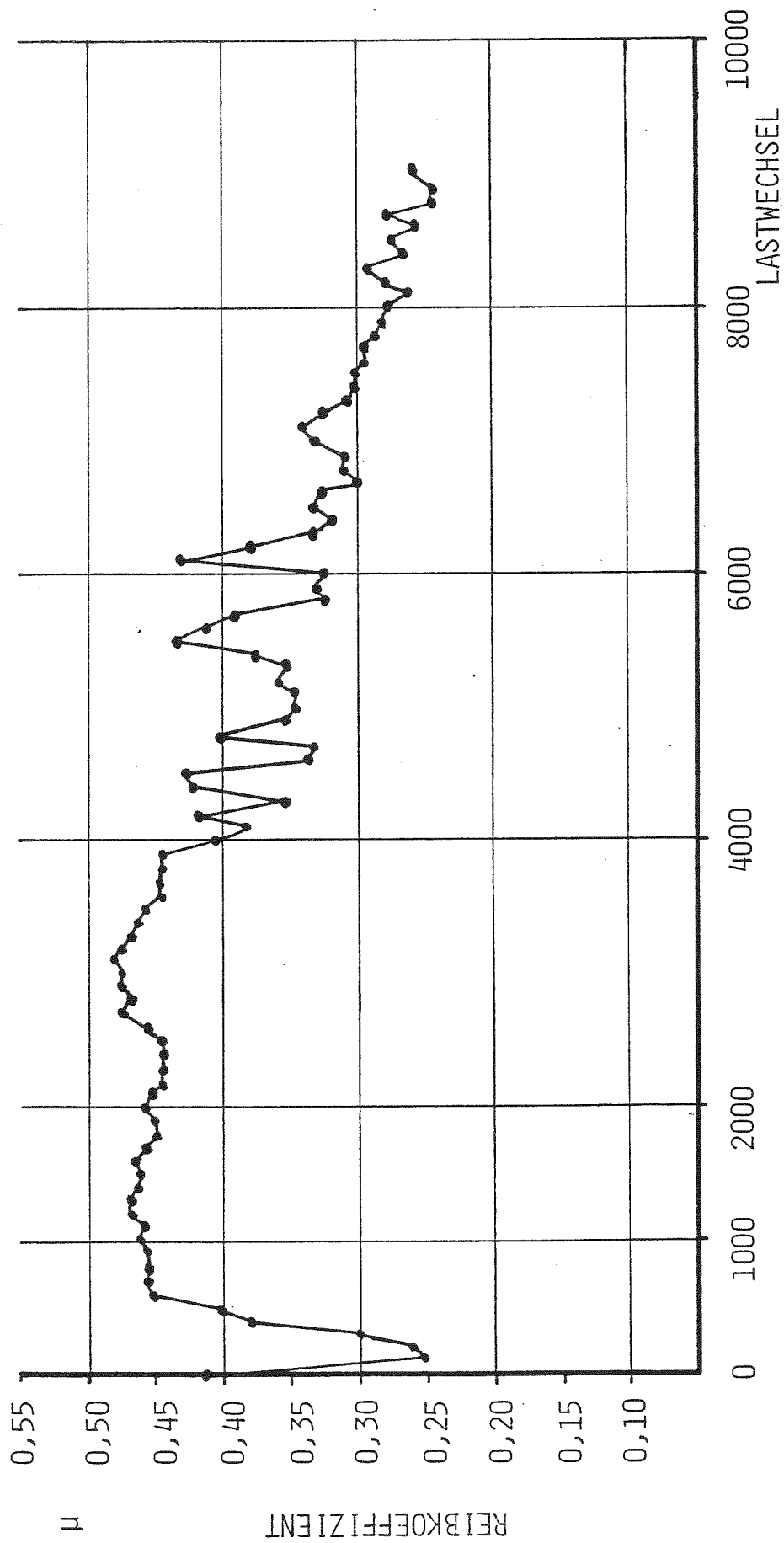




05 04 82

REIBWERTVERLAUF- STANDARDTEST MIT
 BESCHLEUNIGUNGSKUPPLUNG- BELAG TYP 1





06 04 82

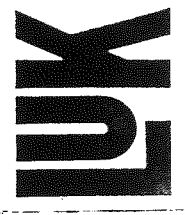
REIBWERTVERLAUF - STANDARDTEST MIT
BREMSKUPPLUNG - BELAG TYP I

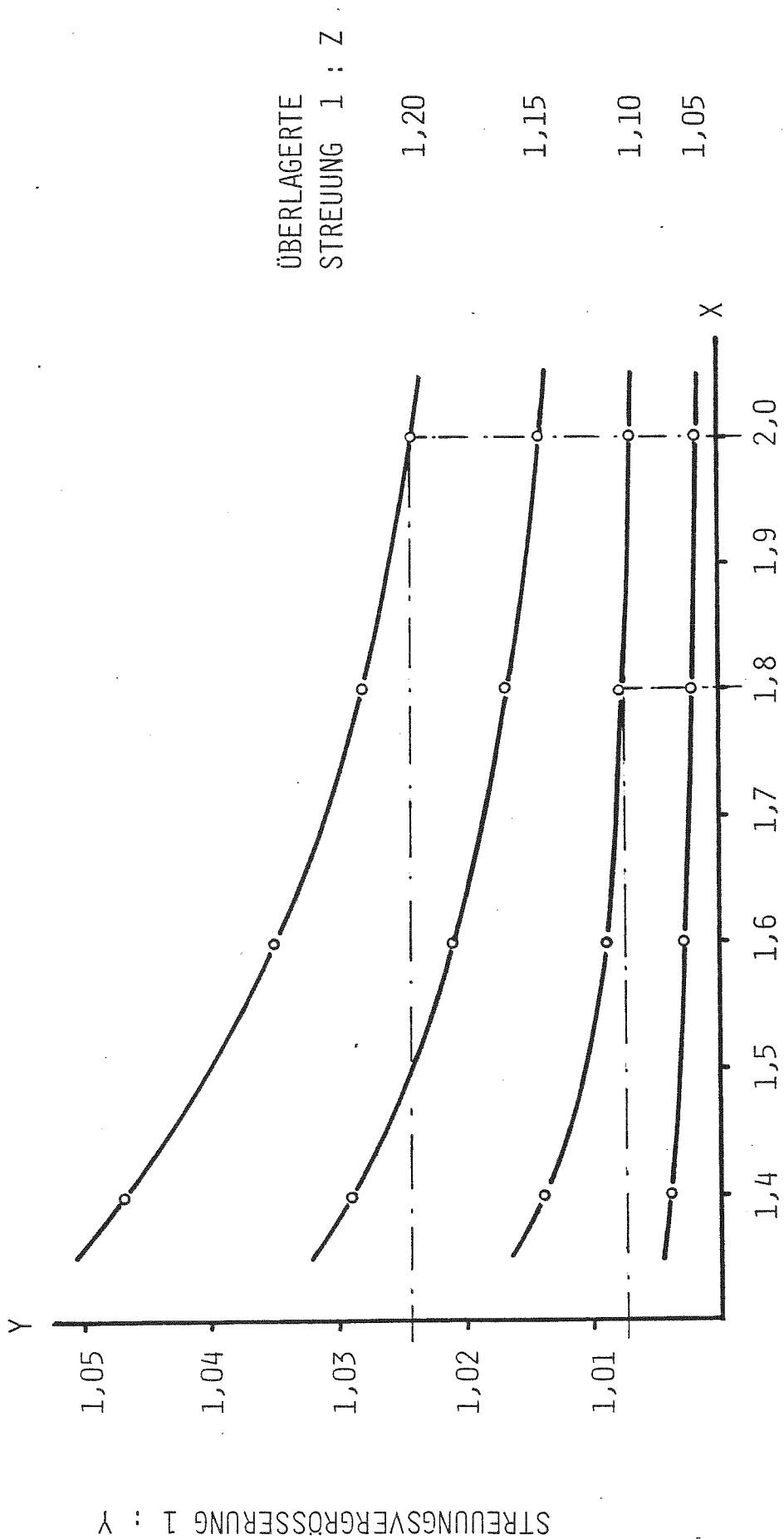


BELAGQUALITÄT	STREUUNG 1:X ÜBER GESAMTE REIBWERTE μ		STREUUNG 1:X NACH EINLAUF	
	REIBWERTE μ	REIBKURVE	REIBWERTE μ	REIBKURVE
TYP 1 EINZELPRÜFUNG	0,30-0,47	X = 1,56	0,30-0,47	X = 1,56
TYP 2 "	0,28-0,41	1,46	0,27-0,38	1,41
TYP 3 "	0,24-0,52	2,17	0,26-0,43	1,65
TYP 4 "	0,31-0,40	1,29	0,31-0,40	1,29
TYP 5 "	0,32-0,55	1,72	0,37-0,55	1,49
TYP 5 STATISTISCH (N = 200)	0,17-0,42	2,47	0,25-0,42	1,68

07 04 82

REIBWERTE VERSCHIEDENER BELAGQUALITÄTEN
 ERMITTELT AUS STANDARDTEST MIT
 BESCHLEUNIGUNGSKUPPLUNG





GRUNDSTREUUNG 1 : X

STREUUNGSVERGRÖßERUNG 1 : Y
 EINER GRUNDSTREUUNG 1 : X
 DURCH ÜBERLAGERTE STREUUNG 1 : Z

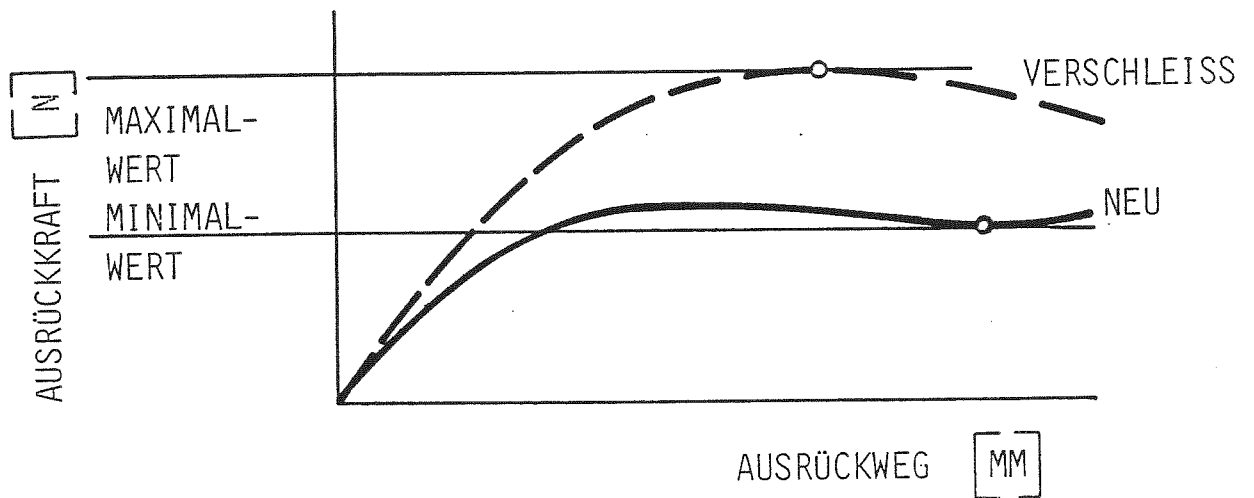
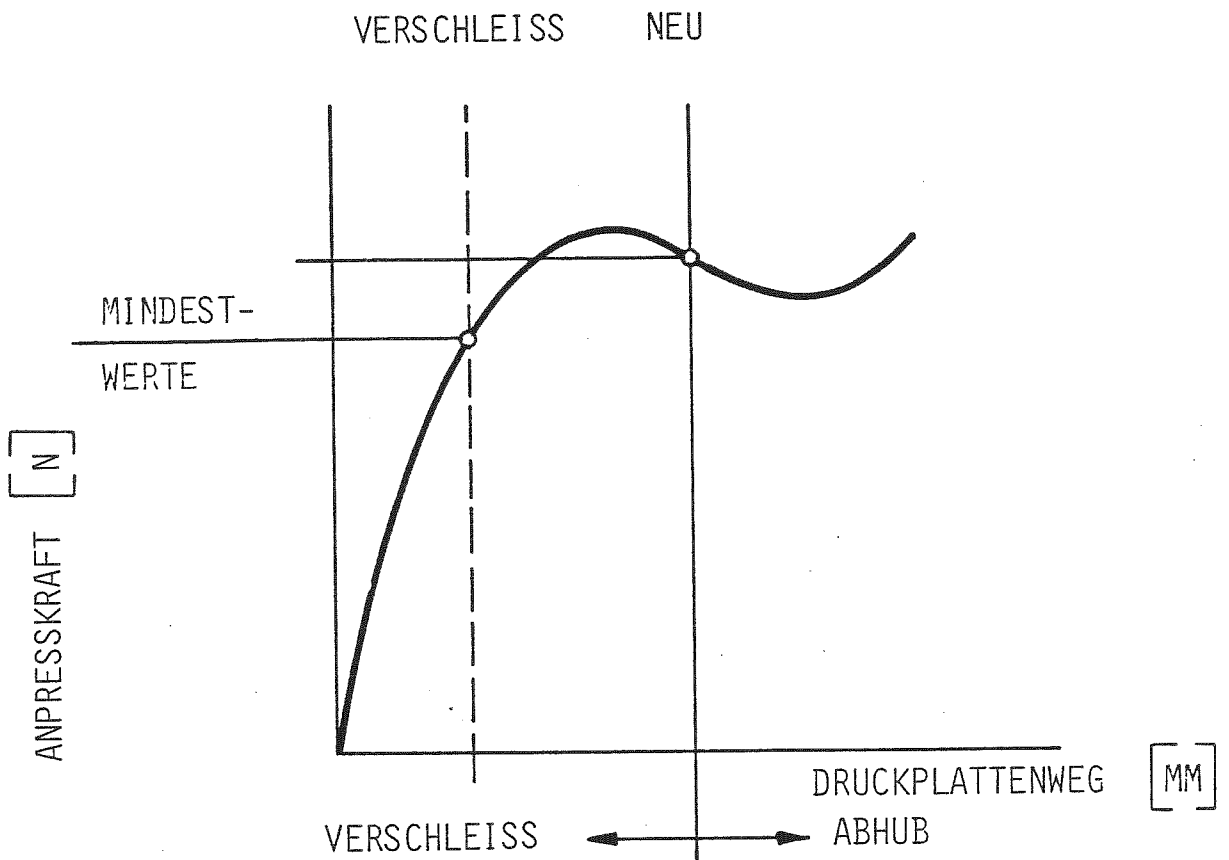
08 04 82



BETÄTIGUNGSKOMFORT

09 04 82

LUK



10 04 82

KONTROLLPUNKTE DER ANPRESS-
UND AUSRÜCKKENNUNG

LUK

EINFLUSS AUF ANDERE
BAUTEILE

11 04 82

LUK

REPRODUZIERBARKEIT DER MESSGERÄTE

GENAUIGKEIT DER AUFNAHME

PASSUNGSSPIEL IN DER MESSAUFNAHME

KONSTRUKTIV BEDINGTES SPIEL IM BAUTEIL

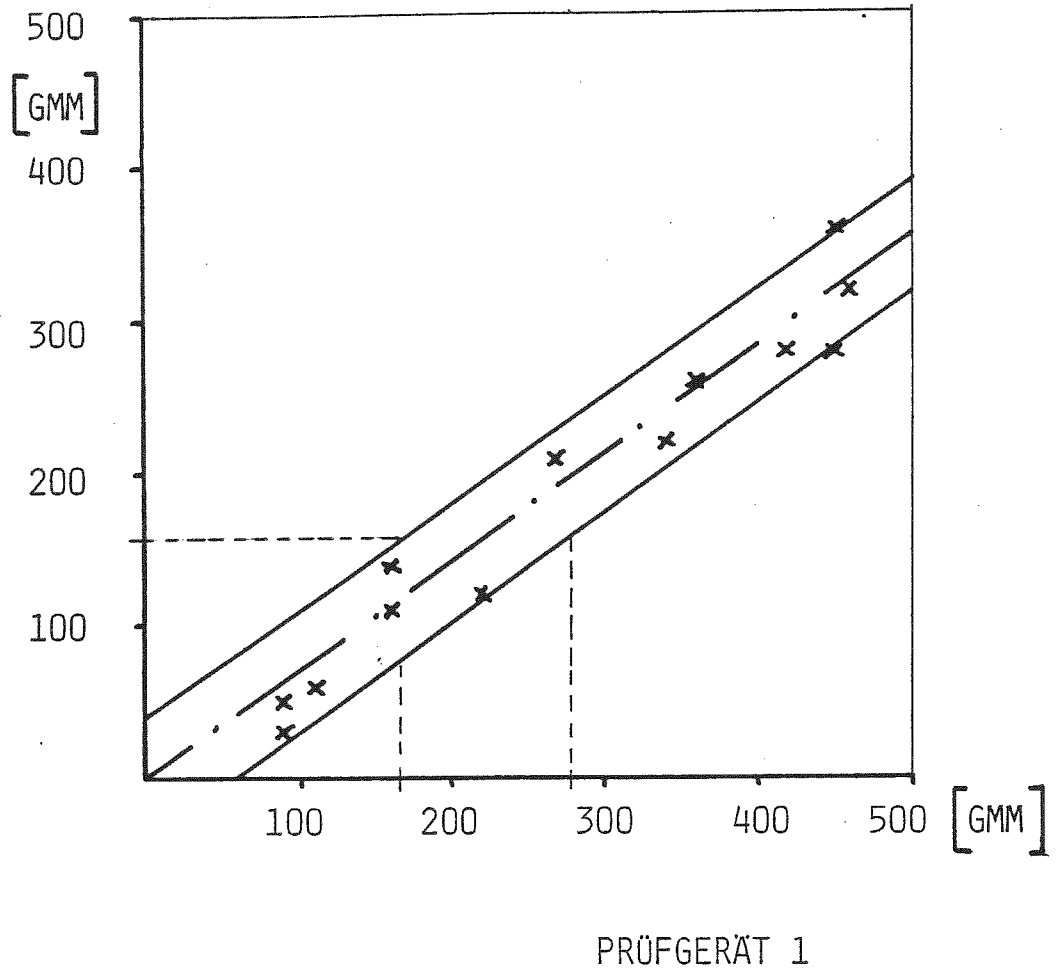
PASSUNGSGENAUIGKEIT BEI DER MONTAGE

12 04 82

FEHLERURSACHEN BEI DER
UNWUCHT-MESSUNG

LUK

PRÜFGERÄT 2




13 04 82

MESSVERGLEICH KUNDE - LIEFERANT
UNWUCHT VON KUPPLUNGEN

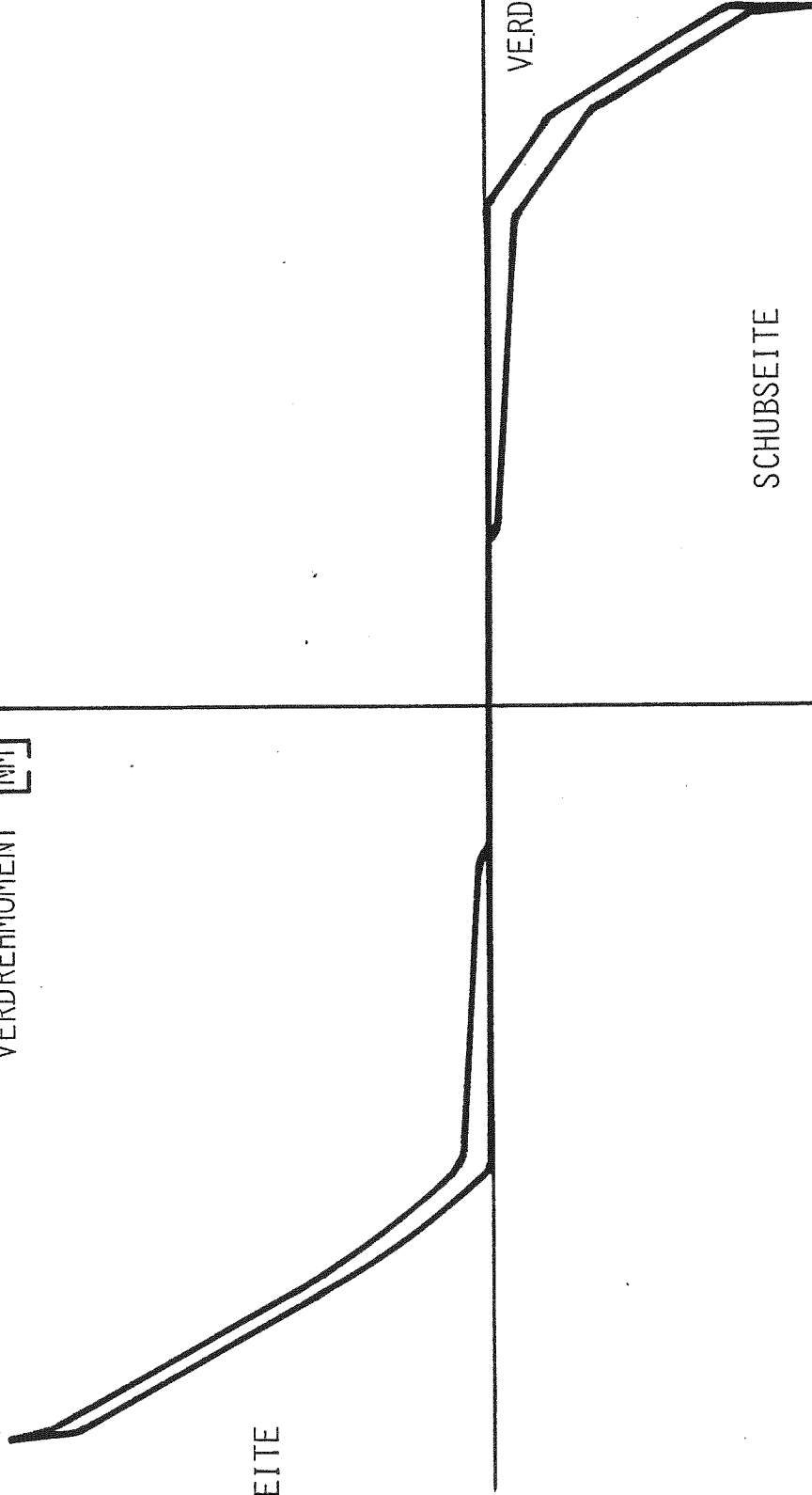


VERDREHMOMENT [NM]

ZUGSEITE

VERDREHWINKEL 

SCHUBSEITE



14 04 82

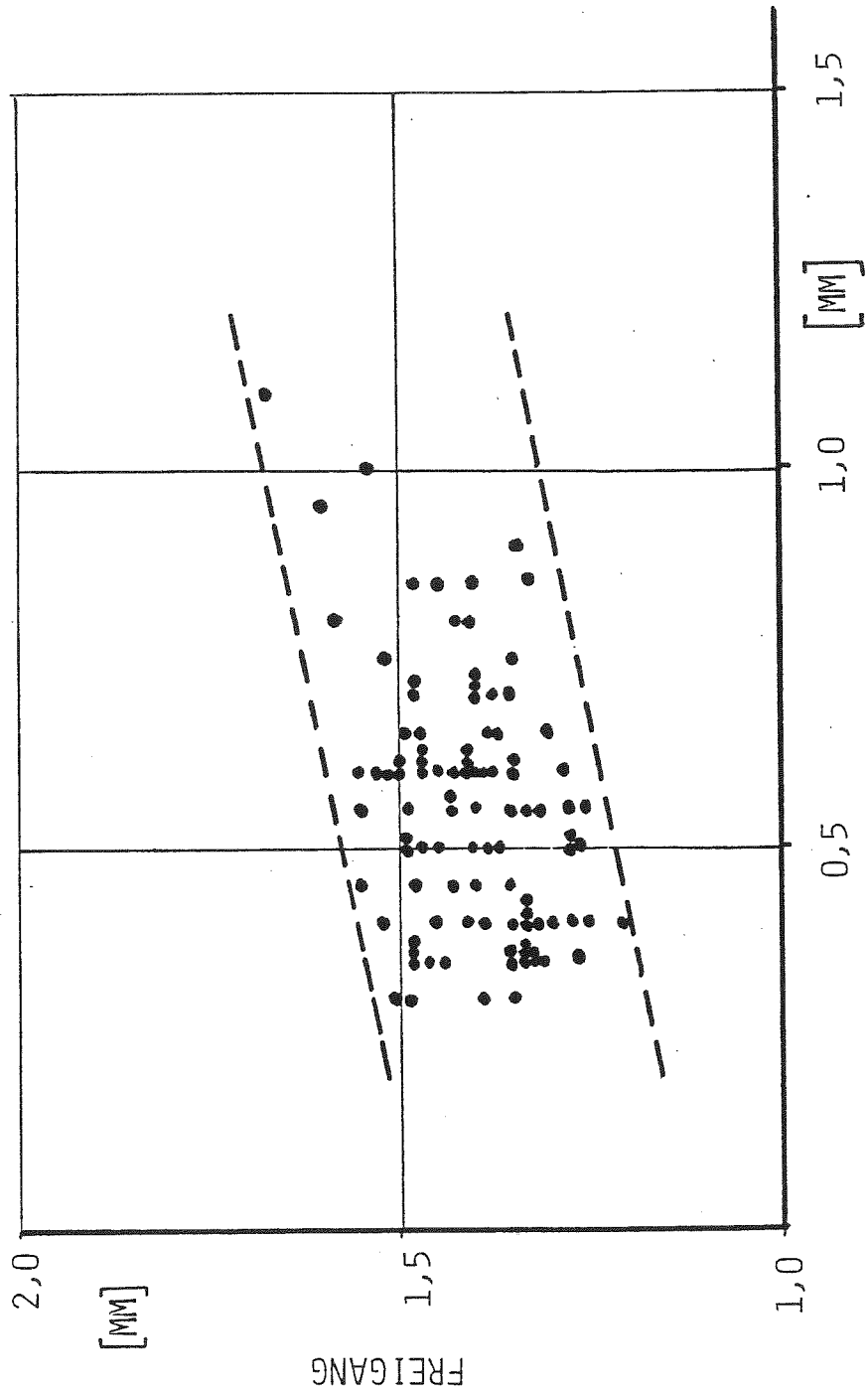
VERDREHKLINIE EINER K.-SCHEIBE MIT DÄMPFEREINRICHTUNG

LUK

SCHALTBARKEIT

15 04 82

LUK



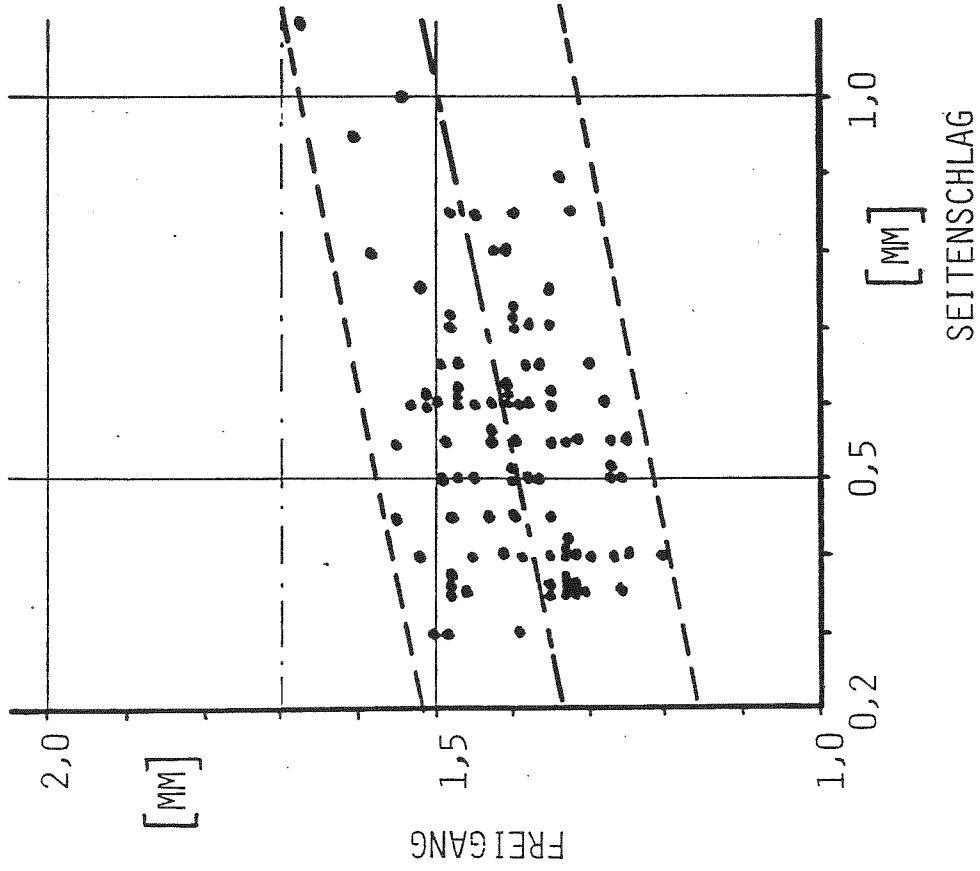
SEITENSCHLAG

FREIGANG ÜBER DEM SEITENSCHLAG

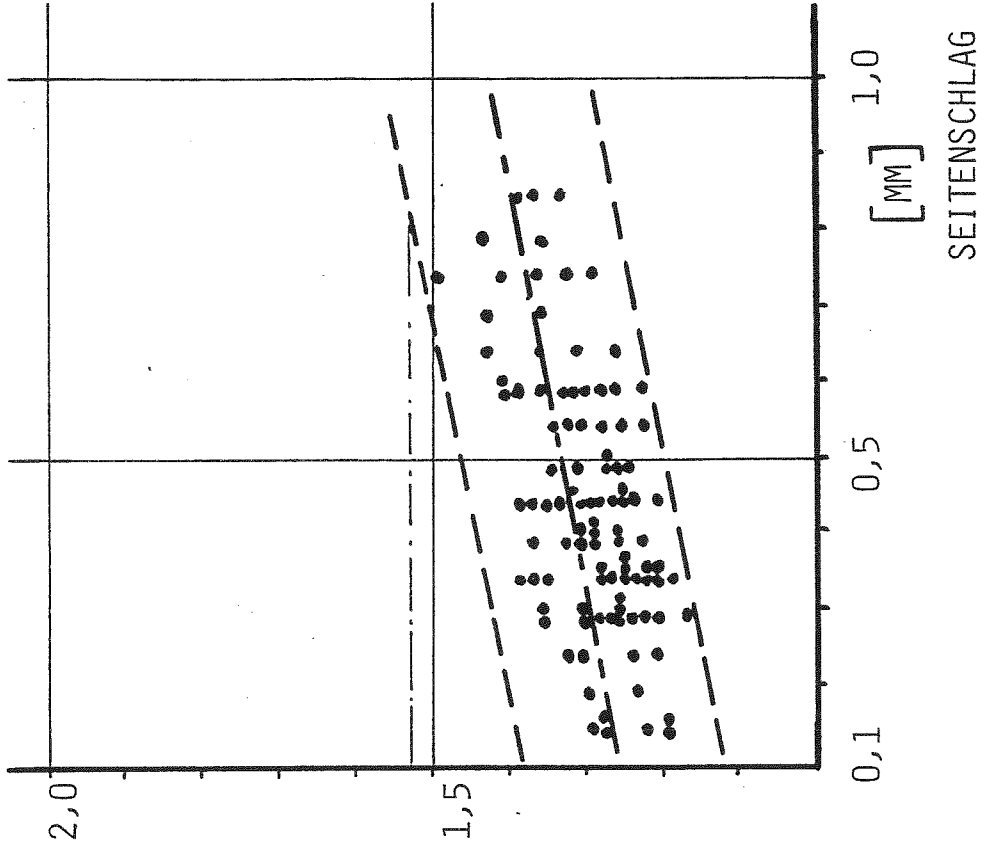
16 04 82



BELAG TYP A

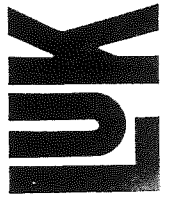


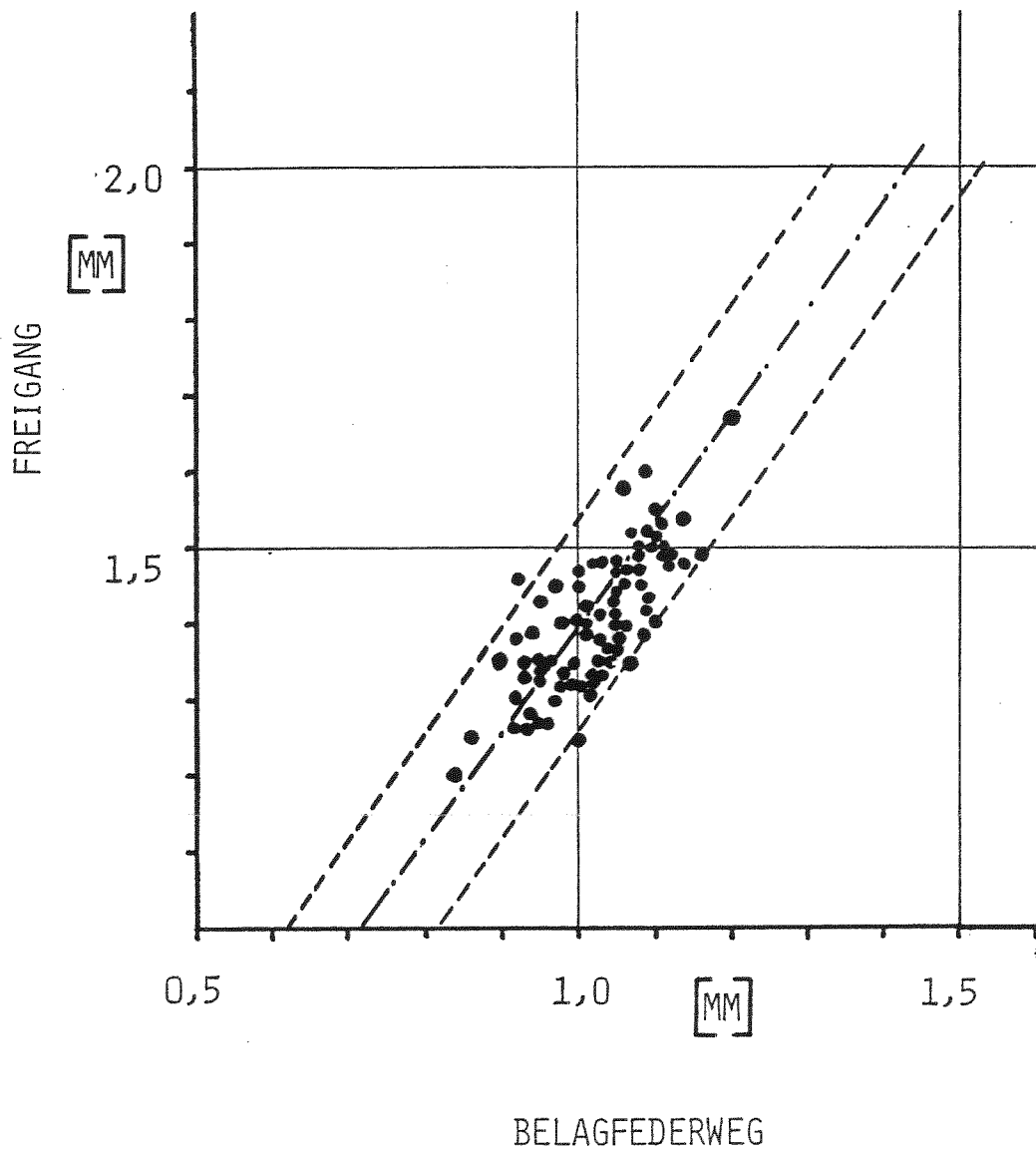
BELAG TYP B



17 04 82

EINFLUSS DER BELAGQUALITÄT AUF DIE
FREIGÄNGIGKEIT VON KS



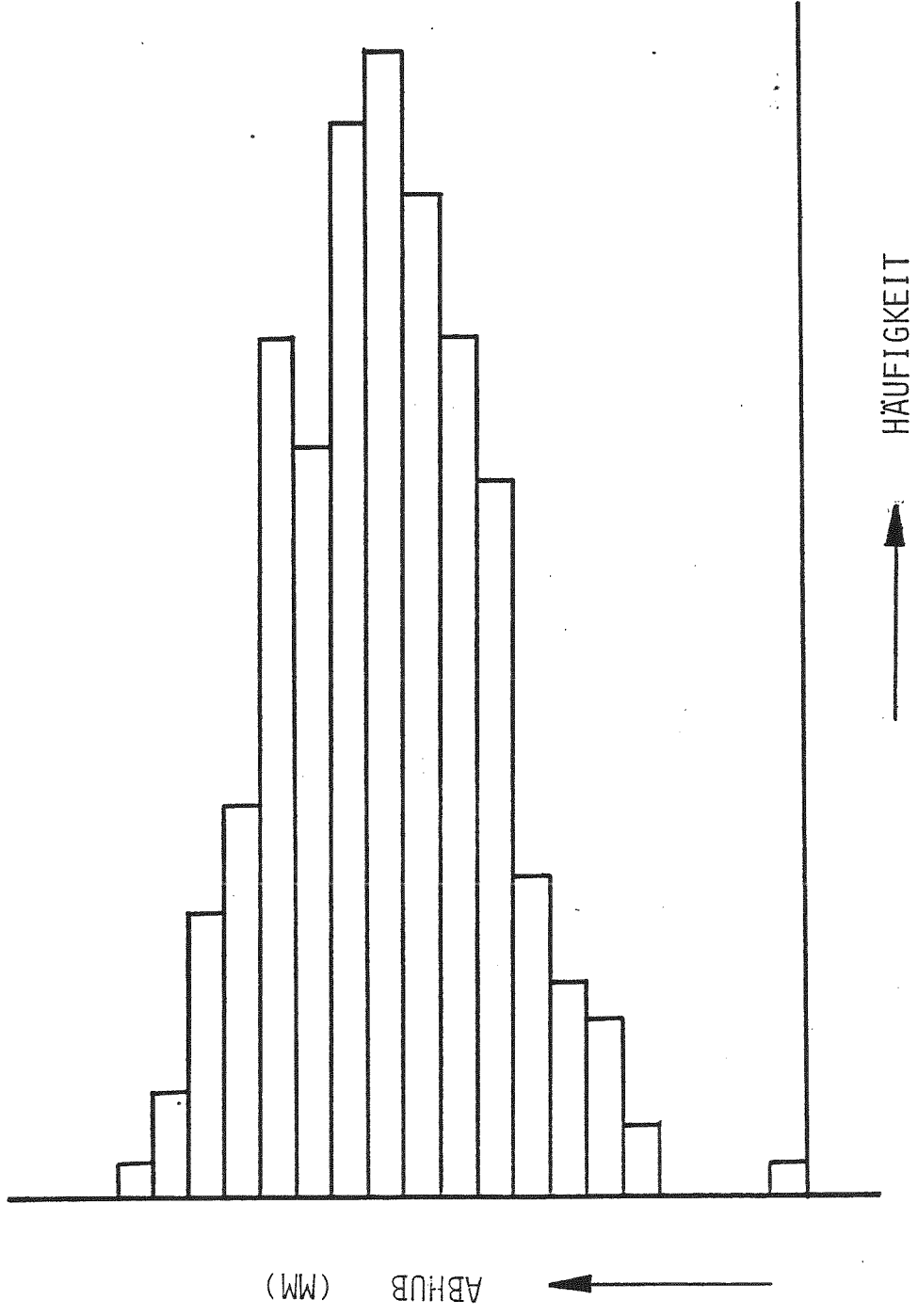


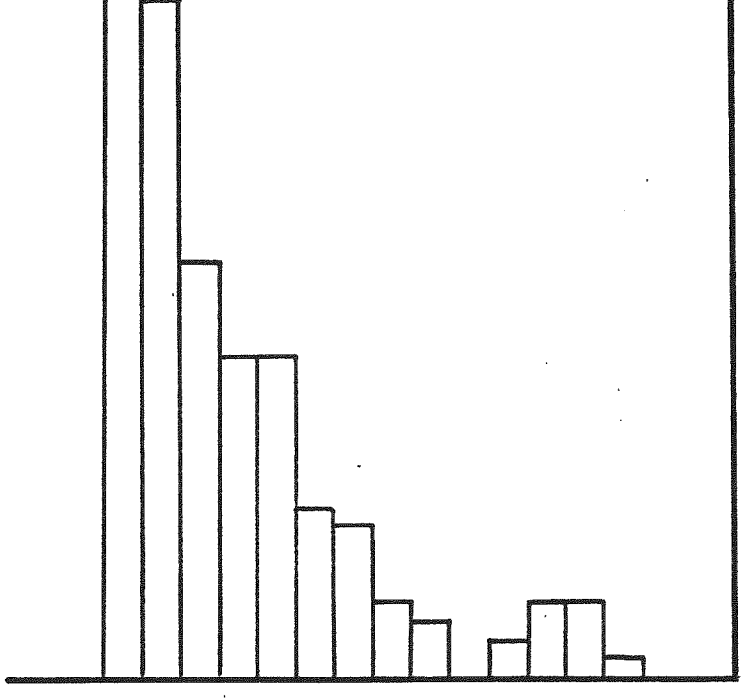
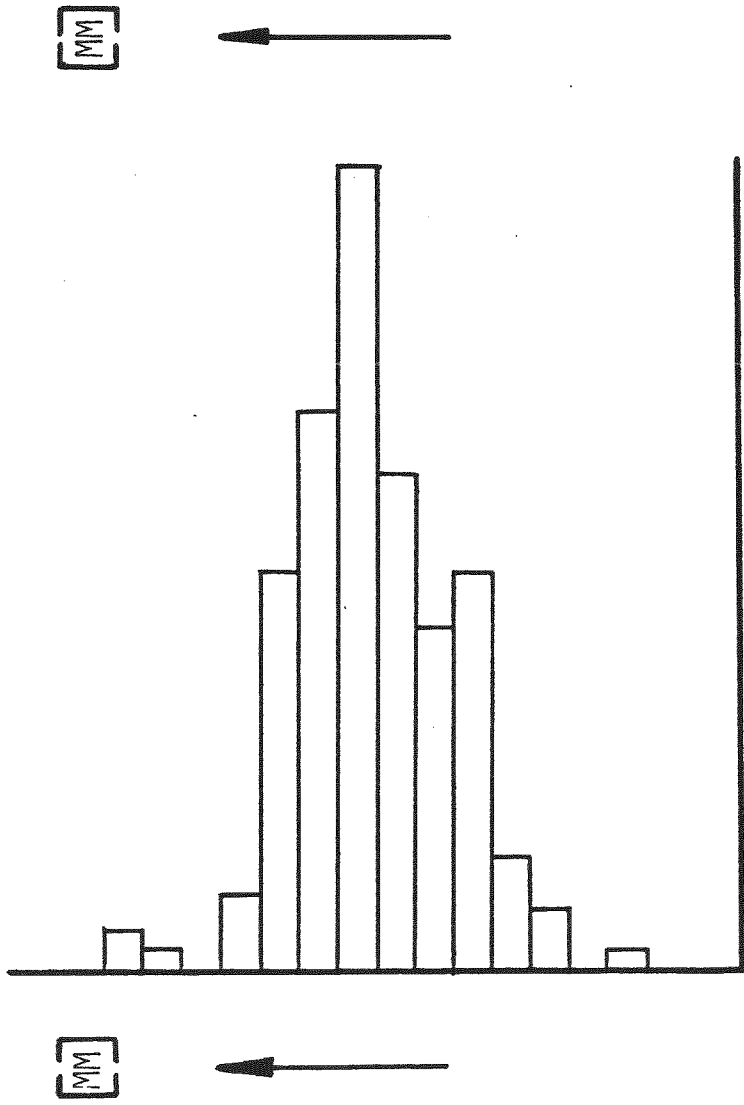
18 04 82

FREIGANG ÜBER BELAGFEDERUNG

LUK

VERTEILUNG VON ABHUBWERTEN AN KUPPLUNGEN



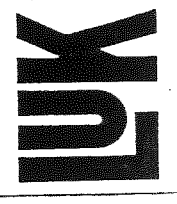


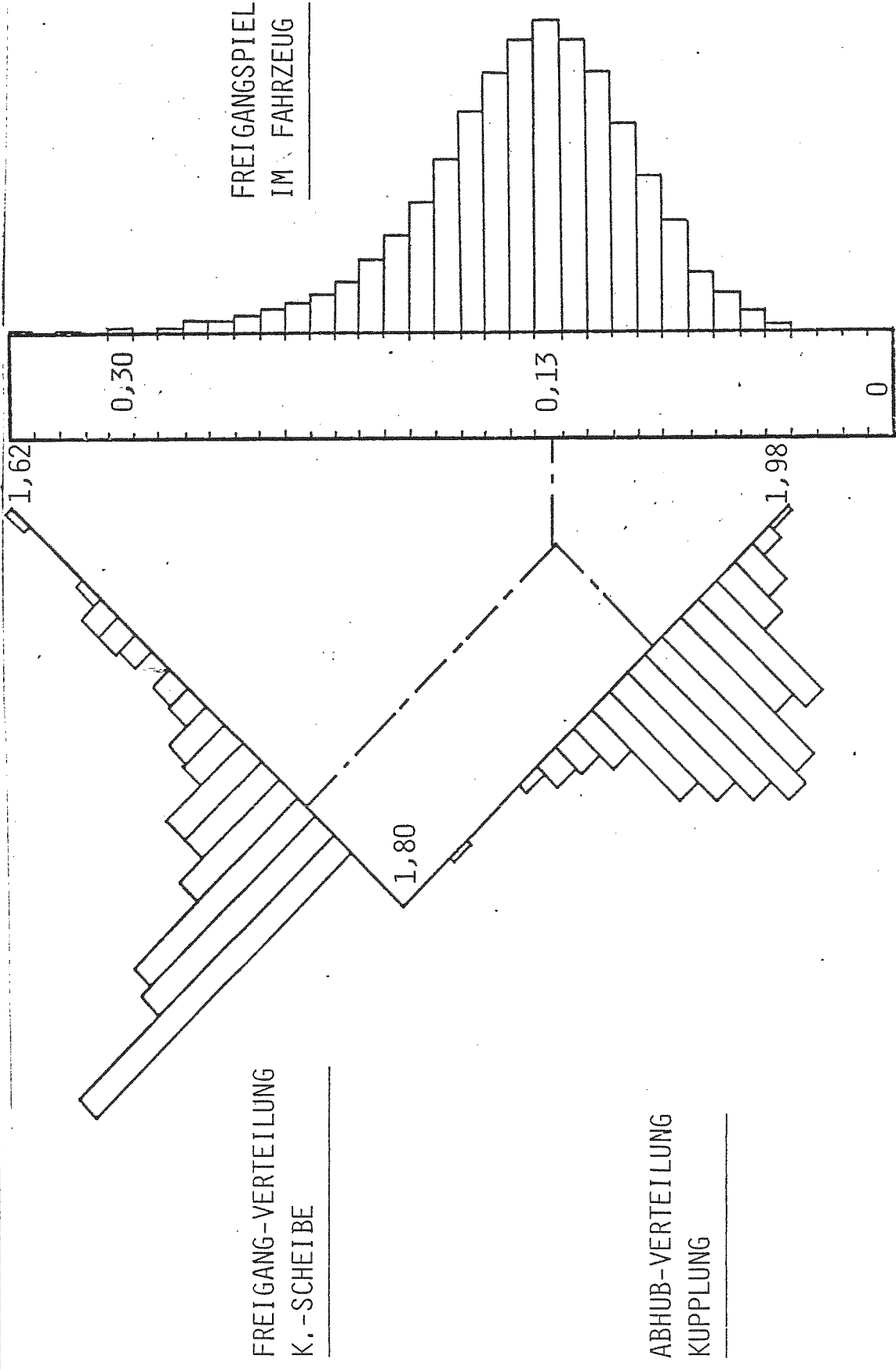
NORMALE FERTIGUNG

AUSSORTIERTE FERTIGUNG

20 04 82

VERTEILUNG DER FREIGANGWERTE VON K.-SCHEIBEN





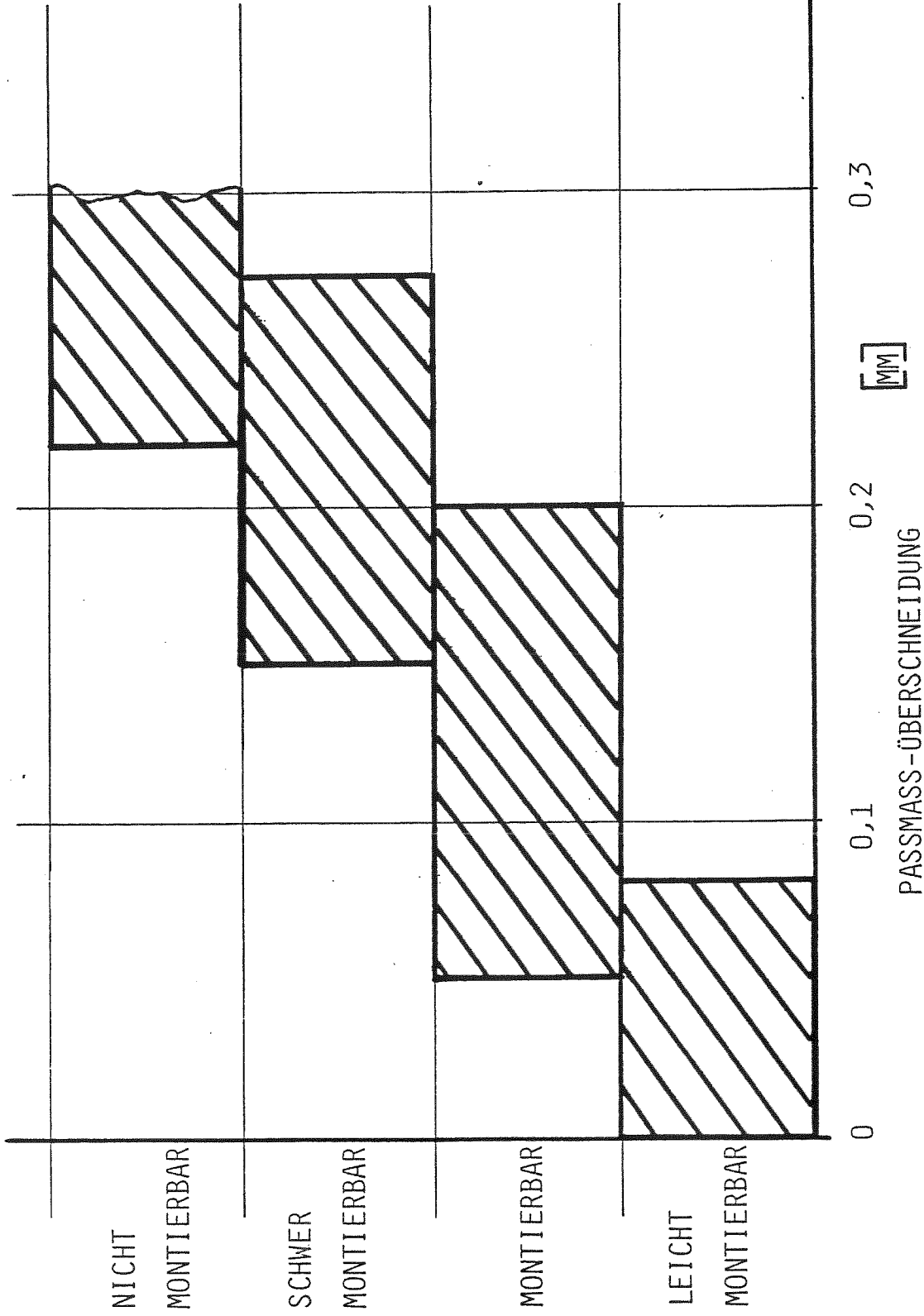
ÜBERLAGERUNG VON HÄUFIGKEITSVERTEILUNGEN

MONTIERBARKEIT

22 04 82

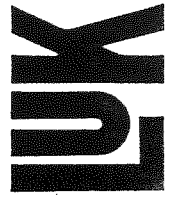
LUK

BEURTEILUNG DER MONTIERBARKEIT



24 04 82

MONTIERBARKEIT UND PASSMASS-ÜBERSCHNEIDUNG ZUM
SCHWUNGRAD BEI KUPPLUNGEN

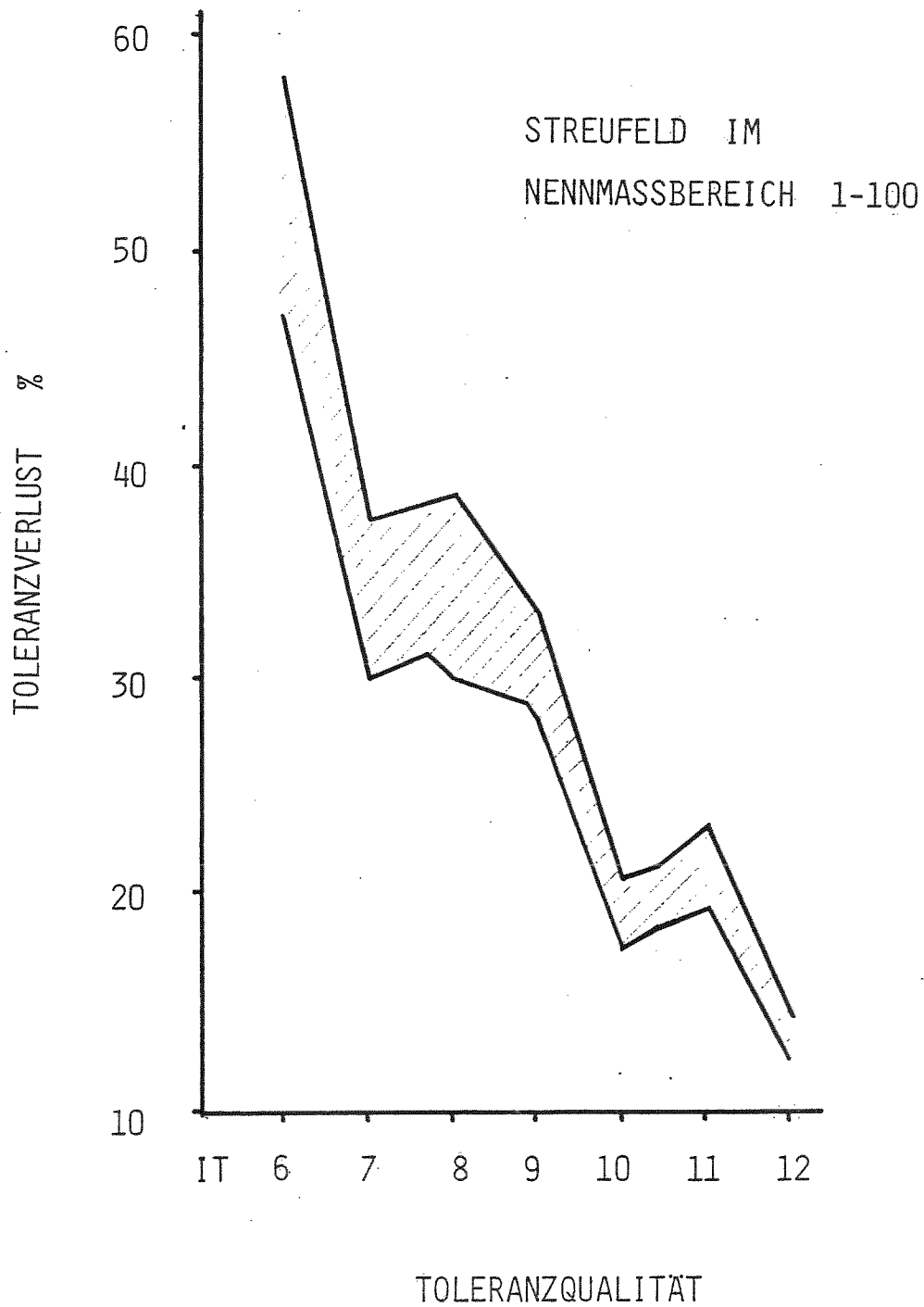


RÄUMWERKZEUG DER NABE	C A . - 11 μ M
GERÄUMTES WERKSTÜCK	C A . - 15 μ M
ANTRIEBSWELLE GEFRÄST	C A . - 20 μ M
GESCHLIFFEN	C A . - 8 μ M
LEHRE	C A . - 5 μ M

25 04 82

TEILUNGSFEHLER IN DER VERZÄHNUNG

The logo for LUK, consisting of the letters 'LUK' in a bold, stylized, sans-serif font. The letters are black and set against a white background within a rectangular border.



28 04 82

TOLERANZVERLUST NACH ASSOLOK BEI
WELLEN INFOLGE LEHRENDER PRÜFUNG

LUK