

ARBEITSVERMÖGEN UND LEBENSDAUER  
VON KFZ-KUPPLUNGEN

---

INHALTSANGABE

Einleitung

1. Belastung der Kupplung beim Anfahrvorgang
2. Temperaturberechnungen
3. Belastbarkeit und Verschleißverhalten der Beläge
4. Gegenwärtige Dimensionierung von KFZ-Kupplungen
  - 4.1 PKW
  - 4.2 Ackerschlepper
  - 4.3 LKW
5. Zu erwartende Auswirkungen auf die Dimensionierung von Kupplungen durch asbestfreie organische Beläge und durch eine effektive Belüftung der Kupplungsglocke

- Vortrag von Herrn Karl Keck -

## ARBEITSVERMÖGEN UND LEBENSDAUER VON KFZ-KUPPLUNGEN

---

Der Vortrag beschäftigt sich ausschließlich mit trockenen Reibungskupplungen.

Die Dimensionierung dieser Kupplungen ist nach wie vor Gegenstand langer Diskussionen zwischen dem Fahrzeughersteller und dem Kupplungslieferanten. Die Gründe hierfür sind, daß entweder

die Kupplung die an sie gestellten Anforderungen nicht erfüllt oder

bei Erfüllung der gestellten Anforderungen nach einer Verbilligung gesucht wird, die meistens einer Reduzierung der Größe gleichzusetzen ist.

Solche Anforderungen an die Kupplung, die letztendlich die Grundlage für die Dimensionierung bilden, sind:

- a) Angemessene Lebensdauer unter normalen Betriebsbedingungen bis zum Aufbrauch der Verschleißreserve. Für PKW werden gefordert rund 2 000 Betriebsstunden; das bedeutet zwischen 60 000 und 120 000 Fahrkilometer. Für Nutzfahrzeuge 4 000 Betriebsstunden oder mehr.
- b) Übertragung des Motormomentes unter extremen Betriebsbedingungen. Diese Forderung ist oft weniger genau definiert, bedeutet jedoch im Regelfall eine begrenzte Anzahl von Anfahrvorgängen unter Bedingungen, bei denen das Fahrzeug kaum noch in Bewegung gesetzt werden kann.

Bild 1

Der Vortrag beschränkt sich auf die Behandlung dieser beiden Punkte.

### 1. Belastung der Kupplung beim Anfahrvorgang

Die wesentliche Beanspruchung der Kupplung erfolgt bei Anfahrten des Fahrzeuges aus dem Stillstand. Zur Darstellung der Zusammenhänge ist es genügend genau, dabei die Motordrehzahl und das Motormoment als konstant vorauszusetzen. Dieser schematische Anfahrvorgang ist im ersten Bild dargestellt. Die beim Anfahrvorgang in Wärme umgesetzte, flächenbezogene Reibarbeit, die wir spezifische Arbeitsbelastung 'a' nennen und die im Bild als schraffierte Fläche erscheint, kann mit diesen vereinfachenden Annahmen errechnet werden und folgt der rechts unten angegebenen Gleichung.

Bild 2

Zur Diskussion dieser Gleichung wurde im nächsten Bild für einen Mittelklasse-PKW das Kennfeld der spezifischen Arbeitsbelastung errechnet. Die spezifische Arbeitsbelastung - auf der Abszisse aufgetragen - ist als Funktion von Motordrehzahl und - als Parameter - Fahrwiderstand dargestellt.  $M_w$  ist der an der Kupplung als Drehmoment rückwirkende Fahrwiderstand. Rechts im Bild ist die zugrunde gelegte Motorkennlinie angegeben.

Bild 3

Bei Anfahrten in der Ebene auf guter Straße befinden wir uns auf der Linie  $M_w = 0$ . Wegen des quadratischen Einflusses muß die Anfahrtdrehzahl sorgfältig betrachtet werden. Wir rechnen in der Ebene mit 1 500 U/min und erhalten den eingezeichneten Punkt, also etwa 25 Nm/cm<sup>2</sup>. Dies wäre also die Normalbeanspruchung, denn Anfahrten in der Ebene auf guter Straße sind bei Straßenfahrzeugen am häufigsten.

Mit zunehmendem Fahrzeugwiderstand nehmen die Kurven ein immer stärker ausgeprägtes Minimum an, das bis zu hohen Widerständen bei etwa 1 500 U/min liegt. Die weit verbreitete Meinung, bei hohen Belastungen am besten in der Nähe der Motordrehzahl maximalen Momentes anzufahren, ist ein Irrtum. Die Linie  $M_w = 75 \text{ Nm}$  entspricht bei diesem Fahrzeug einer Steigung von 26 %. Es sind zwei Punkte eingezeichnet: Einmal bei 2 500 U/min; so wird etwa in der Praxis angefahren, also mit einer spezifischen Arbeitsbelastung von knapp  $200 \text{ Nm/cm}^2$ . Beim zweiten Punkt im Minimum bei 1 500 U/min könnte z.B. mit einer automatisierten Kupplung angefahren und dadurch die Belastung wesentlich herabgesetzt werden. Die Punkte auf der Linie  $M_w = 75 \text{ Nm}$  sind für dieses Fahrzeug Extrembeanspruchungen.

Neben der Größe der Arbeitsbelastung pro Anfahrvorgang muß die Häufigkeit der Anfahrvorgänge zur Temperaturberechnung bekannt sein. Man faßt beide Werte in der mittleren spezifischen Reibleistung  $q_m$  zusammen, die dann ein Maß für die Temperaturbelastung darstellt.

Wir haben  $q_m$  für einen Anfahrvorgang pro Minute in das gerade gezeigte Bild als zweiten Maßstab über der spezifischen Arbeitsbelastung eingezeichnet.  $q_m$  ist eine fiktive Reibleistung und gibt an, mit welchem Moment die Kupplung im Dauerzustand rutschen müßte, um die gleiche Reibarbeit zu erzeugen wie bei den einzelnen, in Abständen erfolgenden Anfahrvorgängen. Sie ist ein Maß für die erforderliche Kühlung.

Bild 4

Zur Berechnung der Spitzentemperaturen ist auch die Kenntnis der tatsächlich während des Rutschvorganges auftretenden Reibleistungen erforderlich. Diese Beziehungen sind im nächsten Bild angegeben. Wir bezeichnen die tatsächliche Reibleistung mit  $q$  und ihren Spitzenwert zu Beginn des Anfahrvorganges mit  $q_0$ . Er ist bei Schleppern für viele Anfahrvorgänge identisch mit  $q_{max}$  (Anfahrt bei Nennleistung) und wird dort als Auslegungsparameter verwendet. Für PKW stellt  $q_{max}$  die maximal mögliche Belastung dar, die jedoch nie erreicht wird, da die Anfahr Drehzahlen weit unter der Nominaldrehzahl liegen.

Bild 5

## 2. Temperaturberechnungen

Im nächsten Bild sind die Temperaturen an einer Druckplatte von 12 mm Dicke angegeben für einen Anfahrvorgang von 8 sec Rutschzeit und einer anfänglichen Reibleistung von 80 Watt/cm<sup>2</sup>. Dies entspricht einem extremen Anfahrvorgang mit einer Arbeitsbelastung von 320 Nm/cm<sup>2</sup>. Auf der linken Bildseite ist der Verlauf der Temperatur an der Lauffläche angegeben. Die maximale Temperatur wird in der Mitte des Rutschvorganges erreicht. Auf der rechten Bildseite ist der Temperaturverlauf über die ganze Dicke der Druckplatte angegeben.

Bild 6

Während des Rutschvorganges selbst spielt die Dicke der Druckplatte anfänglich keine Rolle, da wegen der begrenzten Temperaturleitfähigkeit des Materiales zuerst nur die Laufflächenseite an der Wärmeaufnahme beteiligt ist. Erst nach einer gewissen Zeit erreicht die einfließende Wärme die Rückseite der Druckplatte, und durch den hier auftretenden Wärmestau beginnt das Temperaturniveau in der Platte mit endlicher Dicke höher zu werden als bei unendlicher Dicke.

Zur Verdeutlichung des Einflusses der Dicke der Druckplatte - natürlich auch des Schwungrades - ist im nächsten Bild der Temperaturverlauf angegeben für den gleichen Anfahrvorgang bei einer Platte von 20 mm Dicke. Die Spitztemperatur an der Lauffläche ist nur unwesentlich - um 9° C - niedriger als bei der dünnen Platte. Der Vorteil der dicken Platte liegt in der Wärmekapazität; die ganze Platte hat nach dem Temperaturengleich eine wesentlich niedrigere mittlere Temperatur  $T_m$ , und bei einem kurz nachfolgenden zweiten Rutschvorgang wird der Temperatursprung bei der dünnen Platte von einem wesentlich höheren Temperaturniveau ausgehen.

Bild 7

Zur Verdeutlichung der Absolutwerte ist im nächsten Bild die Temperaturerhöhung an der Lauffläche angegeben in Abhängigkeit von der Rutschzeit und der Reibleistung als Parameter. Die beiden eingetragenen Punkte entsprechen für den eingangs genannten PKW der Anfahrt in der Ebene - also Normalbeanspruchung - und Anfahrt bei 26 % Steigung. Die Werte sind - wie später noch zu sehen ist - durchaus auch repräsentativ für Schlepper und LKW. Es wird aus diesem Bild noch einmal deutlich, daß bis zu Rutschzeiten von etwa 6 sec die Temperaturerhöhung an der Lauffläche bei 12 und 20 mm Plattendicke gleich ist.

Bild 8

Der Abtransport der Wärme von der Kupplung erfolgt durch Wärmeübergang an die vorbeiströmende Kühlluft. Da die Kupplungsglocke heute bei fast allen Fahrzeugen geschlossen ist, ist die Kühlung indirekt: Die Wärme muß weiter von der Innenluft in der Glocke an die Glocke selbst und von dieser wiederum an die Außenluft oder an die anschließenden Fahrzeugteile wie Motor und Getriebe abgegeben werden. Das nächste Bild zeigt schematisch diese Verhältnisse. Gleichzeitig sind die Temperaturen eingetragen, wie sie z.B. bei Versuchen mit einer Schlepperkupplung vorgelegen haben.

Bild 9

Dieser ganze Vorgang ist rechnerisch kaum zu erfassen. Aufgrund von Messungen liegen jedoch eine ganze Reihe von Werten vor, die uns dazu veranlassen, ihn durch ein vereinfachendes Gesetz darzustellen, das im nächsten Bild wiedergegeben ist.

Bild 10

Bereits ohne Beanspruchung erreicht die Kupplung durch Einfluß von Motor und Getriebe ein Temperaturniveau  $T_K$ . Jede weitere Temperaturerhöhung ist proportional der Belastung der Kupplung, angegeben als mittlere spezifische Reibleistung. Der Proportionalitätsfaktor spiegelt die Kühl- und Einbaubedingungen wider und ist in jedem Anwendungsfall verschieden. Die im Bild dargestellte Zuordnung von Belastung und Temperatur liegt nach unserer Erfahrung etwa bei geschlossener Kupplungsglocke vor.



### 3. Belastbarkeit und Verschleißverhalten der Beläge

Das beim Rutschvorgang in der Kupplung an den Belägen und an den Gegenläufigen durch Verschleiß abgetragene Materialvolumen kann in erster Nähe als proportional zur Rutscharbeit angesehen werden. Bei organischen Belägen handelt es sich fast ausschließlich um abgetragenes Belagmaterial, bei Kerasinterbelägen überwiegt der Verschleiß der Gegenläufigen. Man kann also das Verschleißverhalten der Beläge durch den Kennwert spezifischen Belagverschleißes 'u' charakterisieren in der Einheit Verschleißvolumen pro Rutscharbeit.

Der spezifische Belagverschleiß ist temperaturabhängig; diese Verhältnisse sind im nächsten Bild für drei Belaggruppen dargestellt.

Bild 11

#### a) asbesthaltige organische Beläge

Bis etwa 150° C ist der spezifische Belagverschleiß bei guten Belägen konstant und wird danach zunehmend temperaturabhängig; ab etwa 280° C kann von einem definierten Verschleiß nicht mehr gesprochen werden.

#### b) Kerasinterbeläge

Im unteren Temperaturbereich ist das Verschleißverhalten einer Kupplung mit Kerasinterbelägen nicht besser als mit asbesthaltigen organischen Belägen, bleibt aber bis zu hohen Temperaturen stabil.

#### c) asbestfreie organische Beläge

Der spezifische Belagverschleiß liegt im unteren Temperaturbereich nur bei einem Drittel der Werte der beiden anderen Belaggruppen. Die Temperaturabhängigkeit ab etwa 150° C ist jedoch relativ stark, und ab etwa 240° C kann von einem definierten Verschleiß nicht mehr gesprochen werden.

Mit Hilfe der früher angegebenen Beziehung für die Wärmeabfuhr der Kupplung kann nun der Temperatur die Belastung der Kupplung zugeordnet und damit die Lebensdauer berechnet werden. Dies ist im nächsten Bild geschehen für die geschlossene Kupplungsglocke; der Temperaturmaßstab wurde durch den Maßstab der mittleren spezifischen Reibleistung ersetzt. Die Lebensdauerwerte gelten für 2 mm Verschleißreserve und sind für 4 mm zu verdoppeln.

Bild 12

Die angegebenen Lebensdauerwerte gelten selbstverständlich für konstante Belastung der Kupplung bei dem jeweiligen  $q_m$ -Wert, während jedoch in Wirklichkeit für die ganze Betriebszeit einer Kupplung ein Lastkollektiv vorliegen wird.

Ohne vorerst auf ein derartiges Lastkollektiv einzugehen, läßt sich aus dem Diagramm jedoch bereits folgendes ablesen:

Die eingangs genannten Lebensdauerwerte von 2 000 Betriebsstunden für PKW bzw. 4 000 Betriebsstunden für LKW (diese Werte sind wegen der ebenfalls doppelten Verschleißreserve im Diagramm identische Punkte) lassen sich mit den klassischen Belägen nur bei Werten der mittleren spezifischen Reibleistung  $q_m$  von unter  $0,5 \text{ Watt/cm}^2$  erreichen. Legt man einen Anfahrvorgang pro Minute zugrunde, und dies ist sowohl für PKW im Stadtverkehr als auch für Schlepper bei Arbeiten auf Schlaglängen von 100 bis 150 m ein realistischer Wert, so darf die spezifische Arbeitsbelastung im Normalbetrieb nicht über  $0,5 \times 60 = 30 \text{ Nm/cm}^2$  liegen.

#### 4. Gegenwärtige Dimensionierung von KFZ-Kupplungen

Wir wollen nun zuerst kurz betrachten, wie weit die Kupplungen auf dem Markt befindlicher Fahrzeuge innerhalb der angegebenen Kennwerte streuen.

##### 4.1 PKW

Für über 30 z.Zt. auf dem Markt befindliche Fahrzeuge sind die Kupplungsbelastungen für Anfahrten in der Ebene und am Hang errechnet. Im nächsten Bild sind die spezifischen Arbeitsbelastungen in Form eines Balkendiagrammes angegeben. In der unteren Diagrammhälfte ist die spezifische Arbeitsbelastung in der Ebene dargestellt. Die Werte streuen von 15 bis 32 Nm/cm<sup>2</sup>, also über 100 %. Läßt man an der unteren und oberen Grenze jeweils 10 % der Fahrzeuge mit der Begründung weg, daß sie aus irgendwelchen Gründen, z.B. Standardisierung, bewußt über- oder unterdimensioniert wurden, so liegen die Werte noch von 19 - 27 Nm/cm<sup>2</sup>, also etwa bei einem Mittelwert von 23 Nm/cm<sup>2</sup> und einer Streuung von rd. 20 % nach oben und unten. Man sollte jedoch nicht vergessen, daß die hier verwendeten Kupplungen, die die ganze Fahrzeugpalette erfassen und von Ø 170 bis Ø 230 reichen, zwar in 7 Größen unterteilt sind, aber hinsichtlich der Reibfläche als charakteristischem Maß der Kupplungsgröße sich nur im Verhältnis 1 zu 2 unterscheiden. Solange man sich also in der Auslegungsmitte befindet, ist die Diskussion um eine Kupplungsgröße hin oder her in technischer Hinsicht nicht sinnvoll. Selbstverständlich ist sie in wirtschaftlicher Hinsicht sehr sinnvoll.

Bild 13

Die spezifischen Arbeitsbelastungen bei Anfahrten bei 26 % Steigung sind in der oberen Bildhälfte wiedergegeben. Die Werte streuen im Verhältnis 1 zu 4. Während bei manchen Fahrzeugen die Kupplung diesen Fahrzustand mehrere Stunden im Dauerbetrieb aushalten würde, sind andere Fahrzeuge praktisch nicht mehr anfahrbar. Eine Dimensionierung und Überprüfung der Kupplung ausschließlich entsprechend der Belastung bei extremen Steigungen - wie sie oft praktiziert wird - ist deshalb sinnlos.

Es erscheint logischer, den anderen Weg zu gehen: Die Kupplungsgröße wird aufgrund der normalen Anfahrvorgänge in der Ebene, die den Großteil der Beanspruchungen darstellen, so gewählt, daß sie die geforderte Lebensdauer bringt; dies kann gerechnet werden.

Die Ansprüche an die Kupplung bei extremen Anfahrvorgängen sind sorgfältig zu prüfen (speziell bei untermotorisierten Fahrzeugen) und die Kupplung unter diesen Bedingungen zu testen.

Genügt die Kupplung diesen Ansprüchen nicht, so ist sie hinsichtlich aller Parameter, die einen Einfluß auf diese Betriebsbedingungen haben, zu optimieren.

Im nächsten Vortrag wird auf diesen Punkt noch näher eingegangen.

#### 4.2 Ackerschlepper

Für einen repräsentativen Querschnitt europäischer Schleppermodelle sind zur Charakterisierung der Schlepper die Leistungsgewichte errechnet und im nächsten Bild wiedergegeben. Der Mittelwert liegt bei etwa 60 kg/kW, die Tendenz ist mit der Leistung leicht fallend. Da das Leistungsgewicht der Schlepper ähnlich ist und ebenso ihre Arbeitsbedingungen, sind wir der Meinung, daß die Belastung einer Kupplung hinreichend wiedergegeben wird durch die max. spez. Reibleistung (max. Motorleistung/Reibfläche der Kupplung). Diese Werte sind im nächsten Bild wiedergegeben; es wird dabei unterschieden zwischen organischen und gesinterten Reibbelägen. Die von uns bisher genannten Dimensionierungsgrenzwerte min. 12 cm<sup>2</sup>/PS (organisch) und min. 9 cm<sup>2</sup>/PS (Kerasinter) erscheinen hier als max. 61 Watt/cm<sup>2</sup> (organisch) und max. 82 Watt/cm<sup>2</sup> (Kerasinter).

Bild 14

Bild 15

Es zeigt sich eine eindeutige Tendenz zu spezifisch kleinerer Dimensionierung mit steigender Leistung. Ab 55 kW wird dies meist aufgefangen durch den Übergang auf Kerasinterbeläge. Es ist deutlich ersichtlich, daß bei Schleppern ab 100 kW die Grenzwerte zum Teil weit überschritten werden, d.h., geringere Lebensdauern für die Kupplungen zu erwarten sind. Zum Teil werden diese Überschreitungen allerdings aufgefangen durch:

1. das geringere Leistungsgewicht;
2. günstigere Einsatzbedingungen, d.h., größere Feldflächen, die weniger Kupplungsspiele erforderlich machen;
3. Verwendung von Turbokupplungen und Power-shift-Stufen, die die Hauptkupplung entlasten.

#### 4.3 Lastkraftwagen

Das nächste Bild zeigt die Kupplungskennwerte einiger Lastkraftwagen. Es sind dabei Leichttransporter verschiedener Hersteller der Fahrzeug-Baureihe mittlerer und schwerer Transporter eines einzigen Herstellers gegenübergestellt. Für die leichten Fahrzeuge wurde generell die 'längste' Hinterachse für die Berechnung verwendet; für die mittleren und schweren Fahrzeuge solche Achsen, die etwa eine Endgeschwindigkeit von 100 km/h bei Nennleistung ergeben, was nach unserer Meinung am besten die Situation im heutigen Fernverkehr wiedergibt. Die Ergebnisse sind folgende:

Bild 16

##### a) Spezifische Arbeitsbelastung in der Ebene

Die leichten Transporter haben Werte, die etwa nur halb so hoch liegen wie bei den vorher betrachteten Personenkraftwagen, d.h., die Kupplungen sind sehr großzügig dimensioniert. Der Hauptgrund hierfür ist wohl darin zu sehen, daß es sich im Normalfall um PKW-Kupplungen handelt, die eine für Nutzfahrzeuge zu geringe Verschleißreserve haben. Wäre nicht Rücksicht auf standardisierte Teile zu nehmen, so könnten die Kupplungen für diese Fahrzeuge sicher wirtschaftlicher gestaltet werden, indem man sie kleiner dimensioniert und mit mehr Verschleißreserve ausstattet. Die spezifische Arbeitsbelastung bei den mittleren und schweren LKW liegt mehr im oberen Bereich der Werte von Personenkraftwagen. Diese Kupplungen haben jedoch doppelt so hohe Verschleißreserven wie die PKW-Kupplungen. Außerdem würden sich bei vielleicht etwas realistischeren Anfahrtdrehzahlen von 1 200 bis 1 300 U/min (anstelle von 1 500 U/min) sehr gute Werte von etwa 20 Nm/cm<sup>2</sup> ergeben.

b) Spezifische Arbeitsbelastung am Hang

Für die leichten Transporter ergeben sich auch hier (gerechnet bei 26 % Steigung) relativ niedrige Werte, die die großzügige Dimensionierung bestätigen.

Bei den mittleren und schweren LKW liegen die Werte so lange günstig, wie man keine Steigung von 15 % und keine Lastzuggewichte von 6 kW/Tonne überschreitet.

Wie zweifelhaft eine Dimensionierung der Kupplung entsprechend der Belastung am Hang ist (worauf bei den PKW-Kupplungen bereits hingewiesen wurde), wird deutlich, wenn man die vom Hersteller angegebenen Werte für die max. Steigfähigkeit bei max. zulässigem Lastzuggewicht betrachtet. Sie liegen zwischen 10 und 20 %.

Welche Steigung sollte man dann zugrunde legen?

5. Zu erwartende Auswirkungen auf die Dimensionierung von Kupplungen durch asbestfreie organische Beläge und durch eine effektive Belüftung der Kupplungsglocke

Die Entwicklung der asbestfreien organischen Beläge ist noch in vollem Gange; bereits serienreife Beläge zeigen, verglichen mit den asbesthaltigen Qualitäten, bis zu mittleren Belastungen eine außerordentlich hohe Verschleißfestigkeit, neigen jedoch bei Temperaturen über 200° C wesentlich früher zum Ausfall. Dieses Verhalten war in einem bereits früher gezeigten Bild dargestellt und soll den folgenden Betrachtungen zugrunde gelegt werden.

Es sind ebenfalls asbestfreie Beläge in Entwicklung, deren Verhalten insgesamt den heutigen Belägen gleicht; solche Beläge können selbstverständlich ohne Risiko, aber auch ohne Vorteil die heutigen Beläge ersetzen. Weiterhin ist zu hoffen, daß in der Endstufe der Entwicklung die Kombination der hohen Verschleißfestigkeit mit einer ebenfalls hohen Wärmebeständigkeit gelingt, wodurch ohne Risiko und gleichzeitig mit großem Vorteil die heutigen asbesthaltigen Beläge ersetzt werden könnten.

Das Risiko, von dem hier die Rede ist, ist die Gefahr von Frühausfällen oder - anders ausgedrückt - eine zu hohe Ausfallrate in der Garantiezeit. Es reicht deshalb für eine nähere Untersuchung nicht mehr aus, die allgemeinen Ausdrücke 'die Kupplung hält', 'die Kupplung ist gut', 'die Kupplung bringt 3 000 Stunden' zu gebrauchen, sondern es muß definiert werden, was dies bedeutet; denn selbstverständlich wird die Lebensdauer der Kupplung bei einem bestimmten Fahrzeugtyp aufgrund von unterschiedlichen Einsatzbedingungen und unterschiedlicher Bedienung durch den jeweiligen Fahrer beträchtlich streuen.



Wir nehmen dabei im folgenden an, daß die Lebensdauer entsprechend einer Gauß'schen Normalverteilung streut, und charakterisieren Lage des Maximums und Verlauf dieser Kurve durch die Betriebsstundenzahl für 0,25 % und 50 % Ausfall. Der qualitative Verlauf ist im nächsten Bild angegeben.

Bild 17

Wegen der besseren Kenntnis der Randbedingungen sind im folgenden Lebensdauerberechnungen für Schlepperkupplungen durchgeführt. Es wird ausgegangen von einem Schlepper mit 70 kW Motorleistung. Aus der Praxis ist für einen derartigen Schlepper bekannt:

- a) Eine Kupplung  $\varnothing$  350 mit organischen asbesthaltigen Belägen hat eine mittlere Lebensdauer von etwa 4 000 h und eine Ausfallquote bei 1 000 h, die nicht über 0,25 % liegt.
- b) Eine Kupplung  $\varnothing$  310 mit Kerasinter-Belägen bringt auf diesem Schlepper ein 'ähnlich' befriedigendes Ergebnis.
- c) Eine Kupplung  $\varnothing$  310 mit organischen asbesthaltigen Belägen 'hält' auf diesem Schlepper nicht, d.h., sowohl die mittlere Lebensdauer ist ungenügend als auch die Ausfallquote in der Garantiezeit zu hoch.

Für die Kupplung  $\varnothing$  350 mit organischen asbesthaltigen Belägen wurden nun die Belastungskollektive ermittelt, die die genannte Lebensdauer ergeben, und unter diesen Bedingungen die Werte für die Kupplung  $\varnothing$  310 errechnet. Als Ergebnis sind im nächsten Bild die Ausfallraten als Summenhäufigkeit dargestellt:

Bild 18

Die Kupplung  $\varnothing$  310 mit Kerasinterbelägen hat zwar eine etwas geringere mittlere Lebensdauer, die 0,25 % Ausfallquote liegt jedoch erst bei etwa 1 350 h. Sie ist also in etwa gleichwertig zu der  $\varnothing$  350 organisch.

Die Kupplung  $\varnothing$  310 mit organischen asbesthaltigen Belägen erreicht nur eine mittlere Lebensdauer von knapp 2 300 Betriebsstunden, die 0,25 % Ausfallrate liegt bereits bei 450 Betriebsstunden. Die Ausfallquote bei 1 000 Betriebsstunden beträgt 2 % und kann nicht akzeptiert werden.

Wir sind der Meinung, daß diese Ergebnisse recht genau die Praxis widerspiegeln, und rechnen deshalb unter den gleichen Bedingungen die Lebensdauern für asbestfreie organische Beläge und bei belüfteter Kupplungsglocke. Die Ergebnisse sind folgende:

a) asbestfreier Belag bei geschlossener Kupplungsglocke

Es wurde hier nur die Kupplung  $\varnothing$  350 gerechnet. Das Ergebnis ist deutlich schlechter als beim asbesthaltigen Belag: Die mittlere Lebensdauer geht um etwa 15 % auf 3 400 Stunden zurück, es werden vermehrt Frühausfälle zu erwarten sein, denn die 0,25 % Ausfallrate ist bereits bei 500 Stunden erreicht, und die Ausfallrate bei 1 000 Stunden liegt bei 1 %. Eine Umstellung ist unter diesen Umständen nicht zu empfehlen.

Bild 19

b) belüftete Kupplungsglocke

Als Temperaturen wurden Mittelwerte zwischen geschlossener und frei laufender Kupplung angenommen. Die Ergebnisse, die sich aufgrund dieser vorsichtigen Schätzung ergeben, sind im nächsten Bild dargestellt.

Bild 20

Die Auswirkungen auf die Kupplung  $\varnothing$  310 mit Kerasinterbelägen sind gering; die Steigerungen bei der Kupplung  $\varnothing$  350 mit organischen asbesthaltigen Belägen fallen bereits etwas stärker ins Gewicht. Insgesamt muß jedoch für diese beiden für heutige Verhältnisse sicher ausgelegten Kupplungen gesagt werden, daß der Aufwand einer Belüftung nicht lohnen wird.

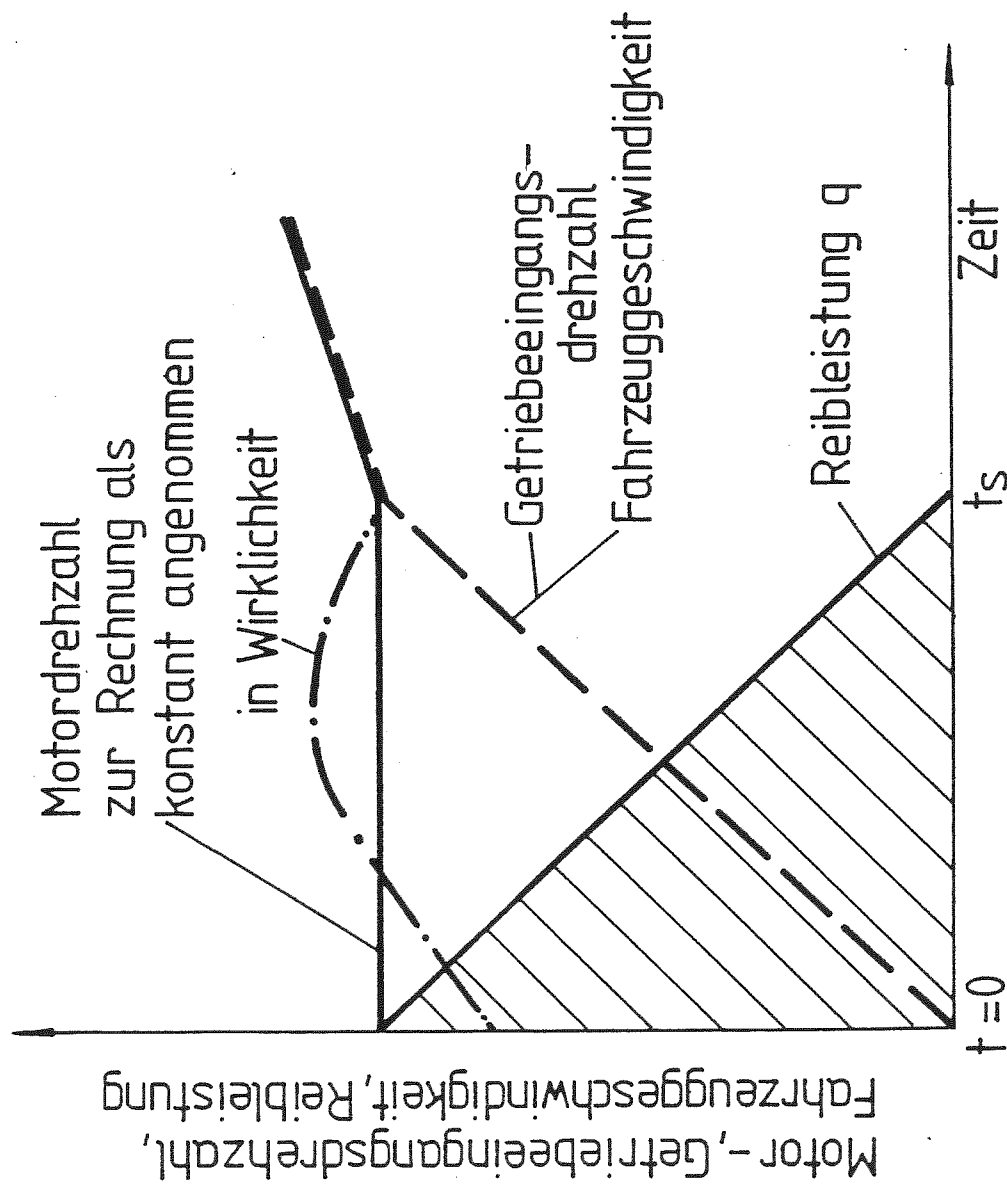
Größer sind bereits die Steigerungen bei der Kupplung  $\varnothing$  310 mit organischen asbesthaltigen Belägen; sie erreicht die Lebensdauerwerte der Kupplung  $\varnothing$  310 mit Kerasinterbelägen und der Kupplung  $\varnothing$  350 mit organischen asbesthaltigen Belägen bei geschlossener Glocke. Man könnte also entweder die heutige organisch belegte Kupplung verkleinern oder die heutige Kupplung mit Kerasinterbelägen durch eine solche mit organischen Belägen bei gleicher Größe ersetzen. Auch hier müßte der Aufwand für eine Belüftung genau abgewogen werden.

Ein entscheidender Vorteil ergibt sich erst bei gleichzeitiger Verwendung der asbestfreien Beläge. Bereits die Kupplungsgröße  $\varnothing$  310 würde ausreichen, um die Lebensdauer der heutigen Kupplung zu verdoppeln.

Man sollte unter diesen Umständen sich doch über das Problem der Belüftung ernsthaft Gedanken machen.

Ausreichende Lebensdauer unter  
normalen Betriebsbedingungen.

Übertragung des Motordrehmomentes  
unter extremen Betriebsbedingungen



//// = Arbeitsbelastung „A“

$$A = \int_{t=0}^{t=t_s} M \times \omega_{rel.} \times dt$$

$$= \frac{0,5 \times m \times v^2}{1 - (M_{wid} / M_{mot})}$$

$a$  = spez. Arbeitsbelastung

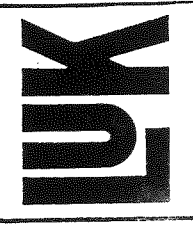
$$= \frac{A}{F}$$

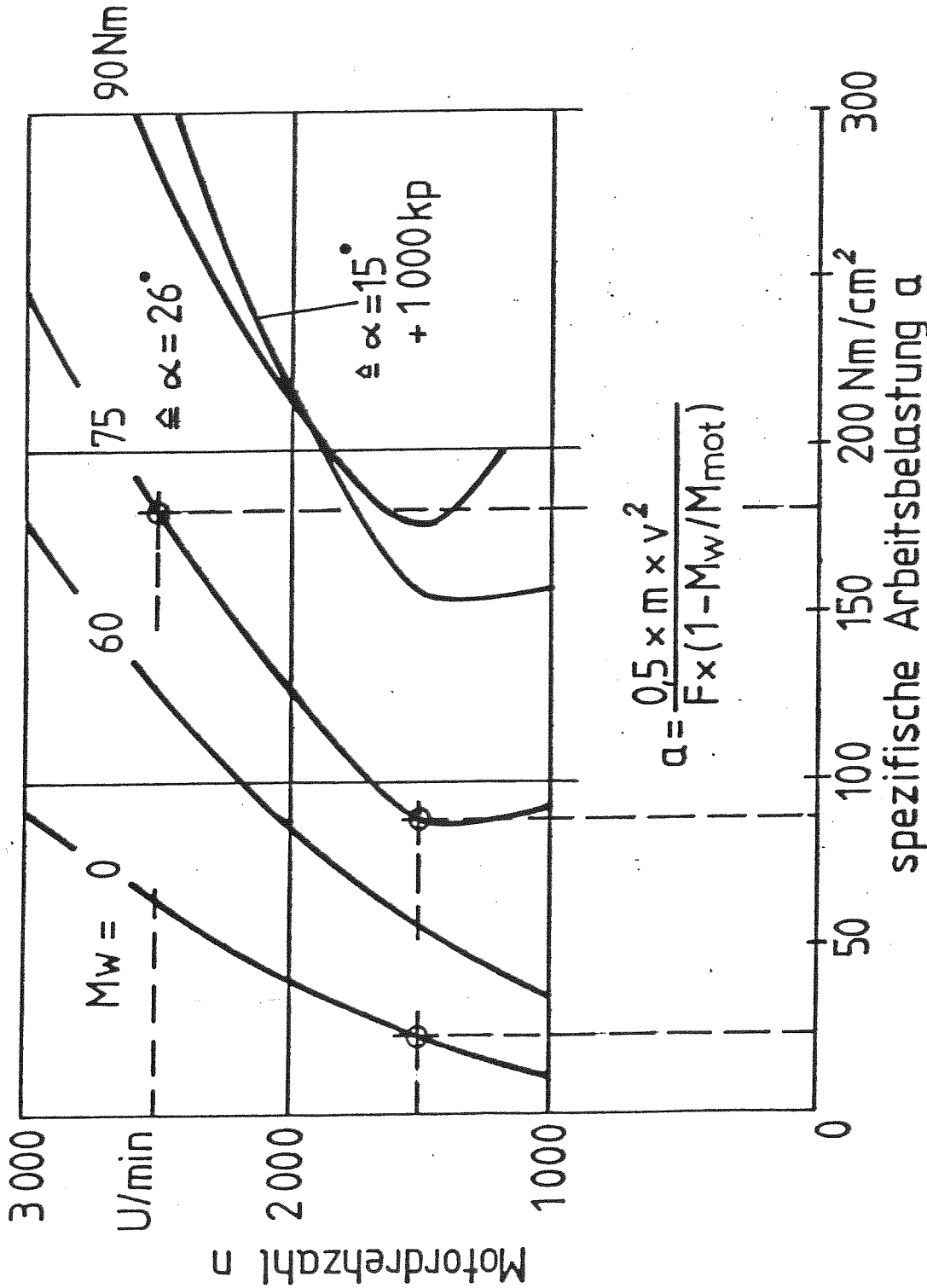
$$a = \frac{0,5 \times m \times v^2}{F(1 - M_{wid} / M_{mot})}$$

$\eta_{mot} = const.; M_{mot} = const.$   
 $M_{wid} = const.$

020282

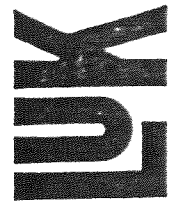
Schematischer Anfahrvorgang

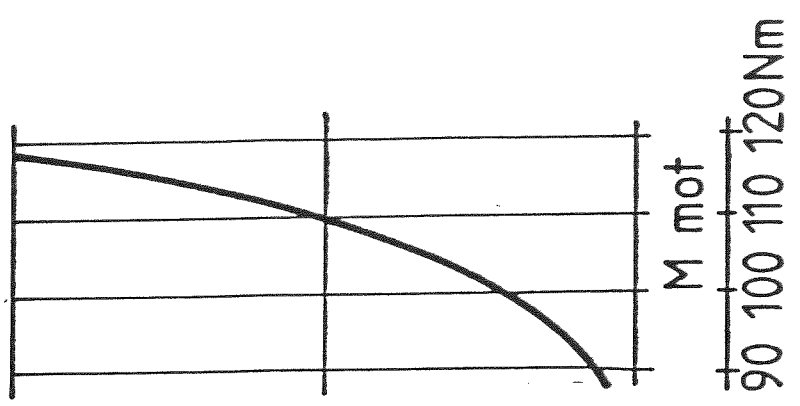
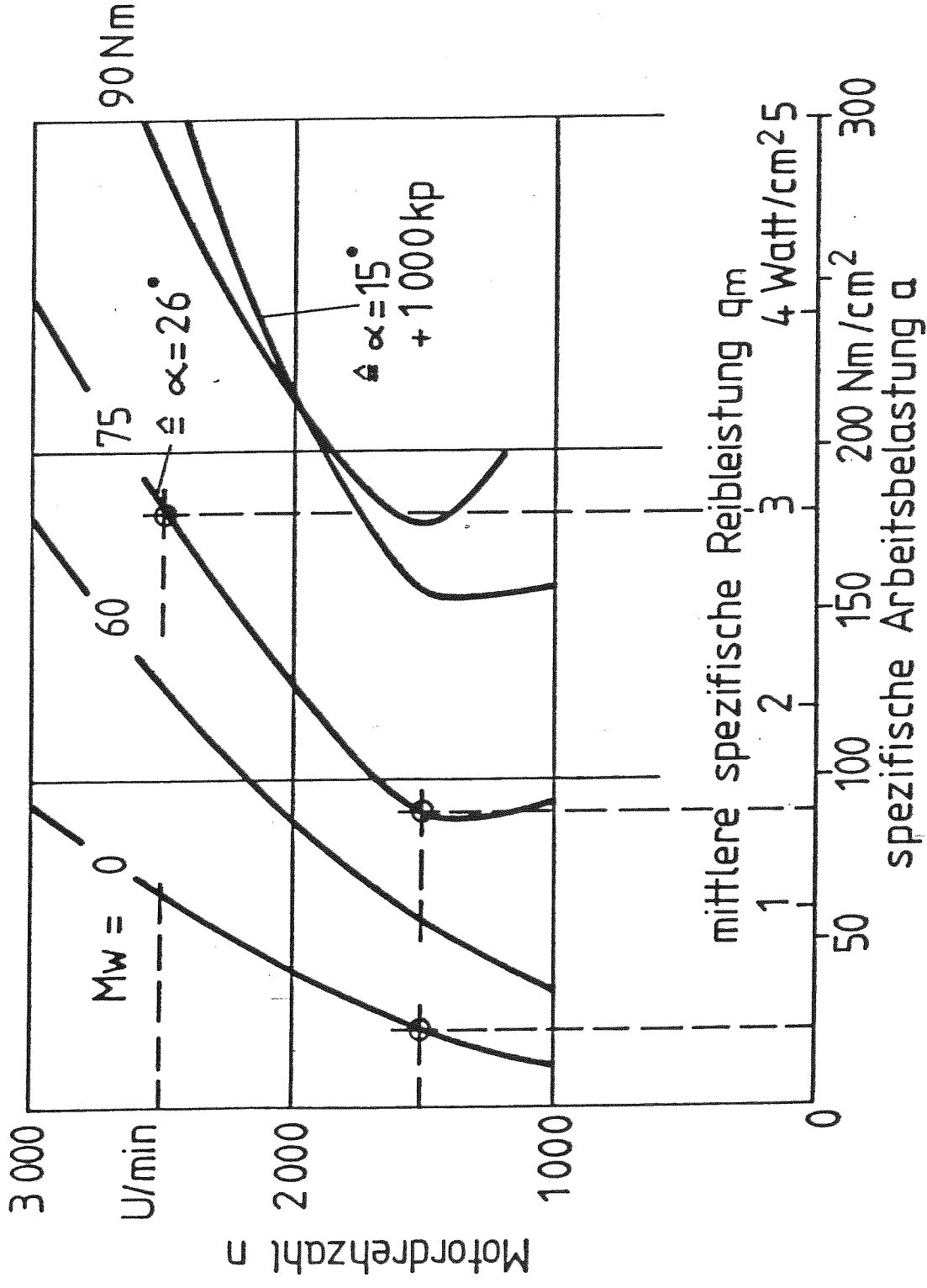




03 02 82

Arbeitsbelastungs - Kennfeld für eine PKW-Kupplung

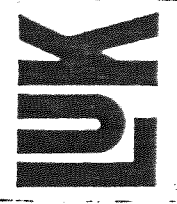




$$q_m = \frac{\sum a}{t}$$

04 02 82

Arbeitsbelastung mit Maßstab der spezifischen Reibleistung



Mittlere spezifische Reibleistung  $q_m$

$$q_m = a \times z / 60 \quad (\text{Watt/cm}^2)$$

$z$  = Anfahrvorgänge pro Minute

---

Spezifische Reibleistung  $q$  ( $q_0$ )

$$q = M \times w_{\text{rel.}} / F \quad (\text{Watt/cm}^2)$$

$$q_0 = M \times w_{\text{rel. max.}} / F$$

$M$  = Kupplungsmoment (Nm.)

$F$  = Reibfläche ( $\text{cm}^2$ )

$w_{\text{rel.}}$  = Relativedrehzahl zwischen  
An- und Abtrieb ( $\text{sec}^{-1}$ )

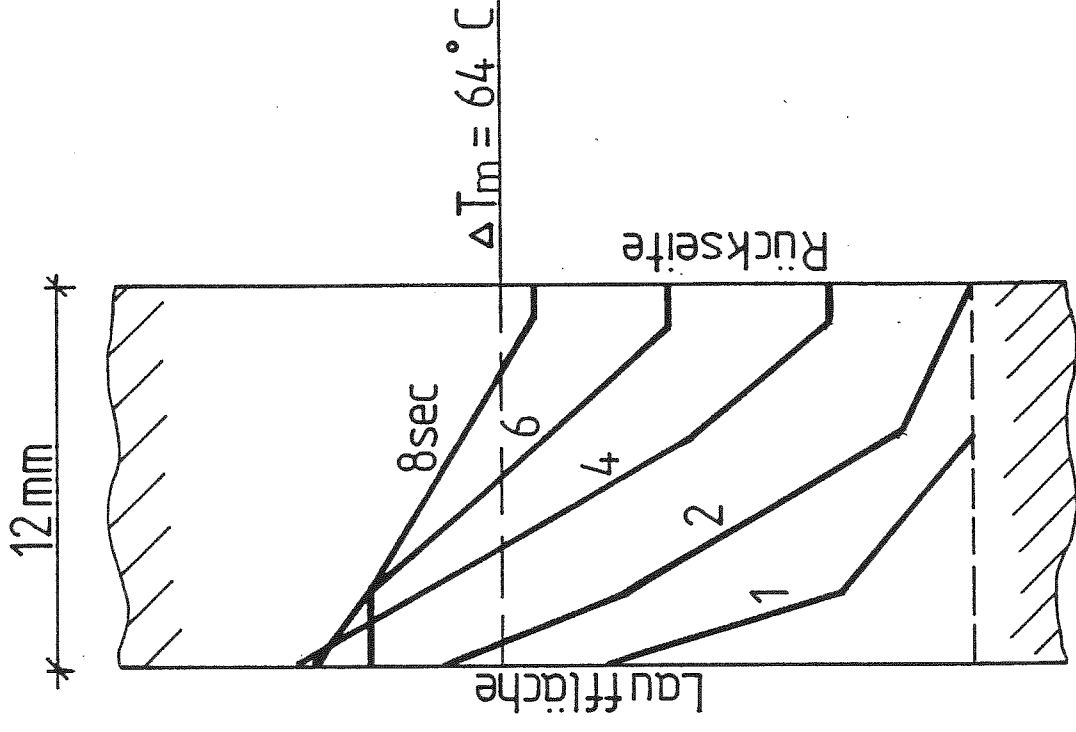
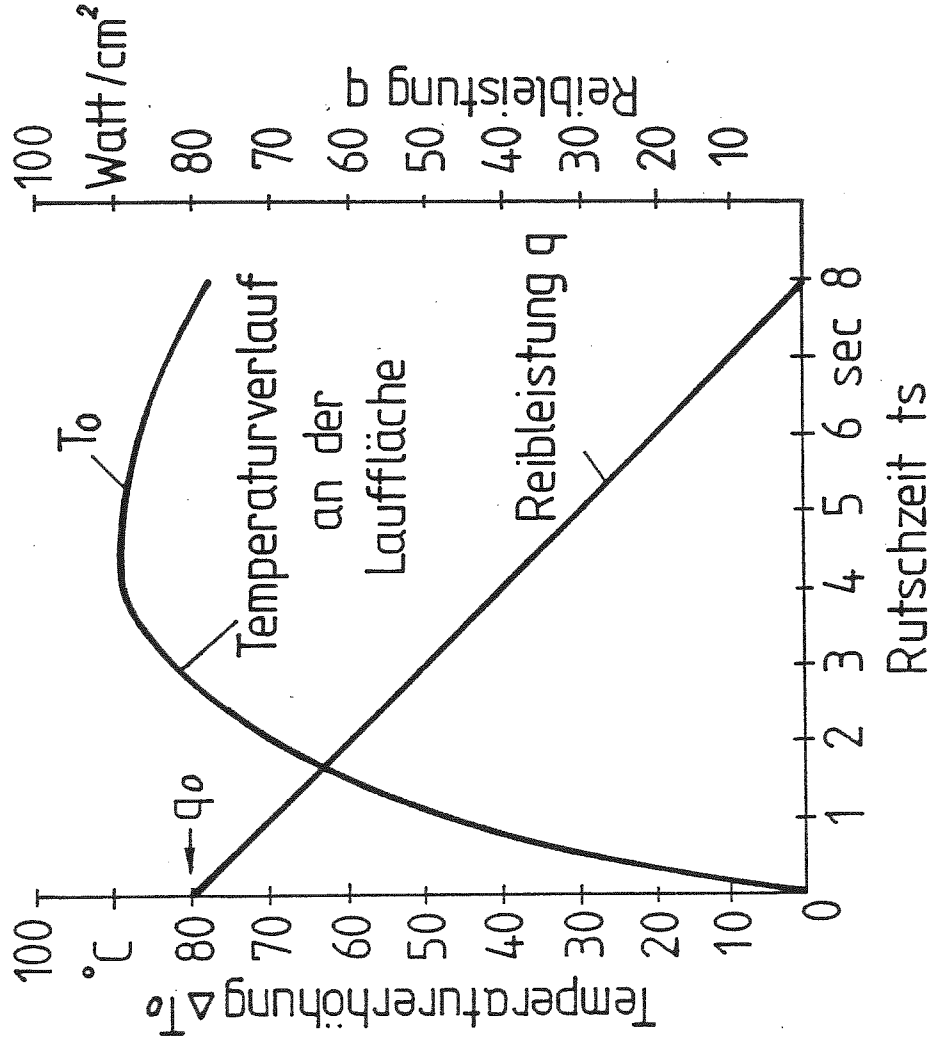
---

Maximale spezifische Reibleistung  $q_{\text{max.}}$

$$q_{\text{max.}} = N_{\text{max.}} / F \quad (\text{Watt/cm}^2)$$

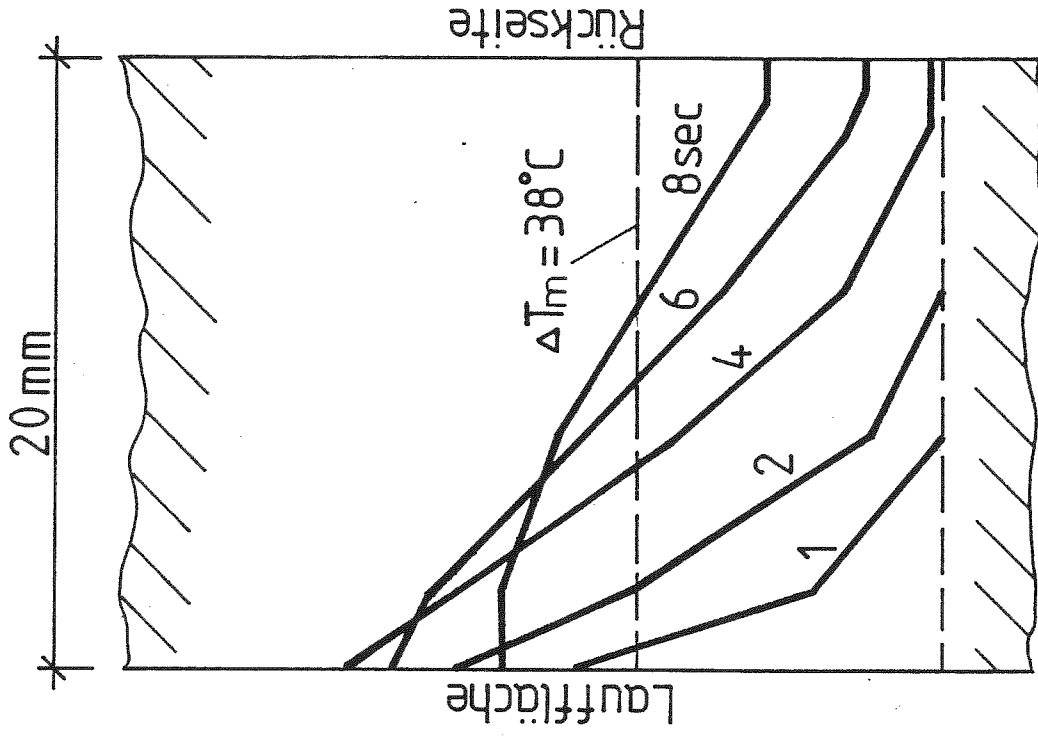
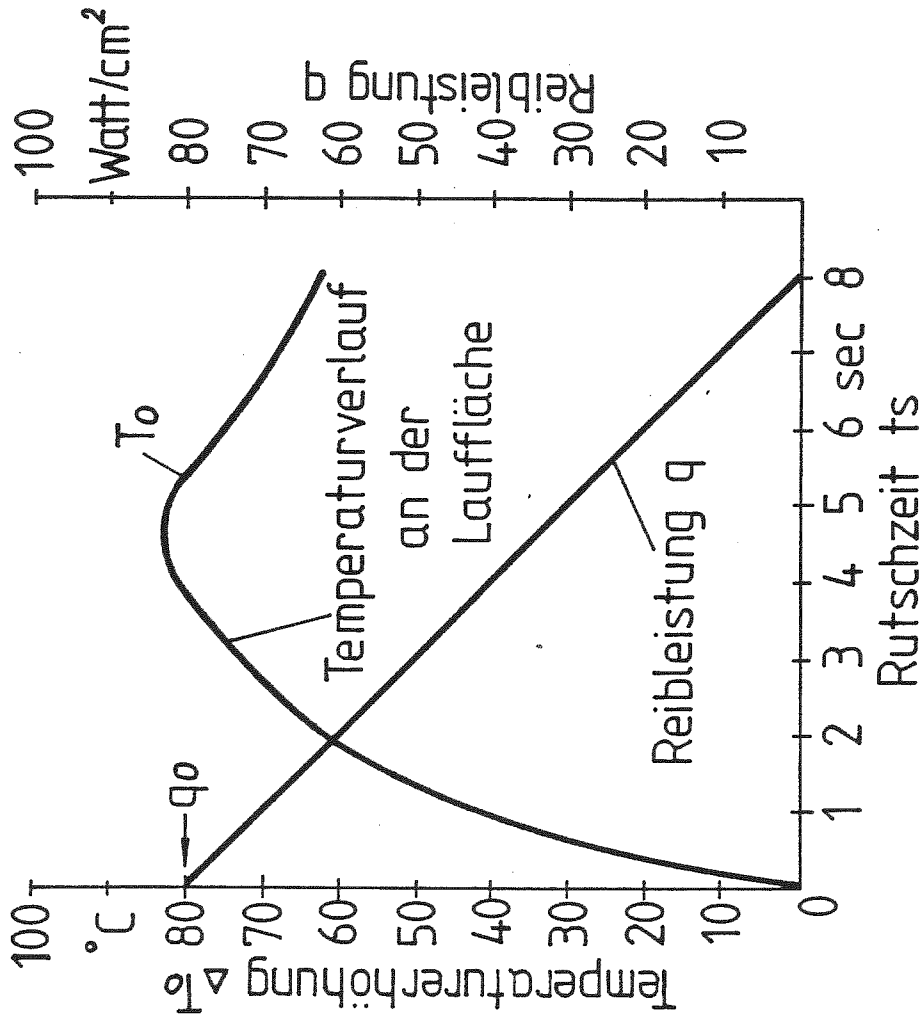
$N_{\text{max.}}$  = max. Motorleistung ( $\text{Watt/cm}^2$ )





Temperaturverlauf in einer Druckplatte von 12 mm Dicke während eines Rutschvorganges

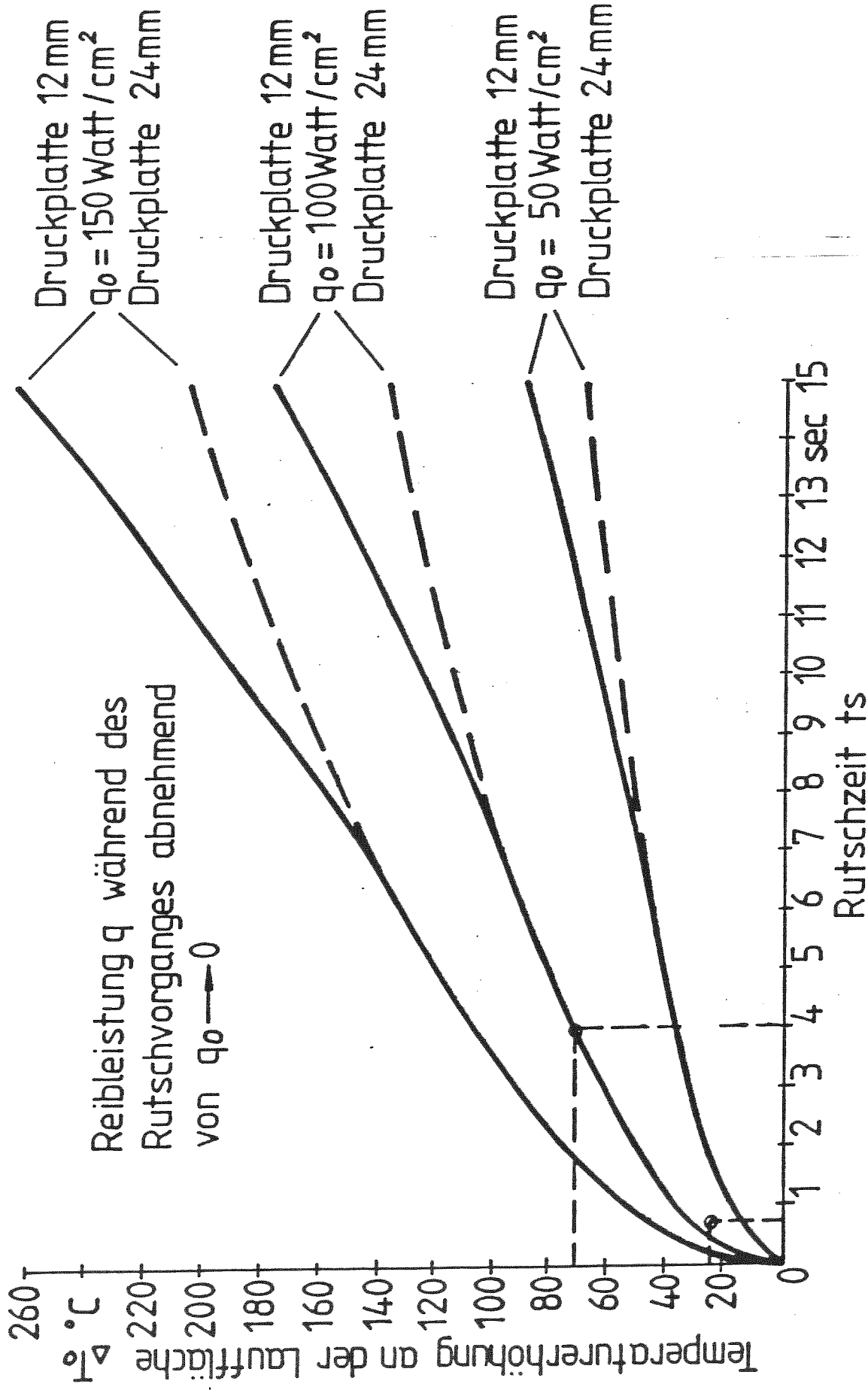
06 02 82



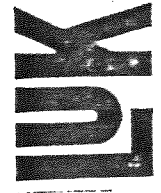
Temperaturverlauf in einer Druckplatte von 20mm  
Dicke während eines Rutschvorganges

0702 82

**LUK**



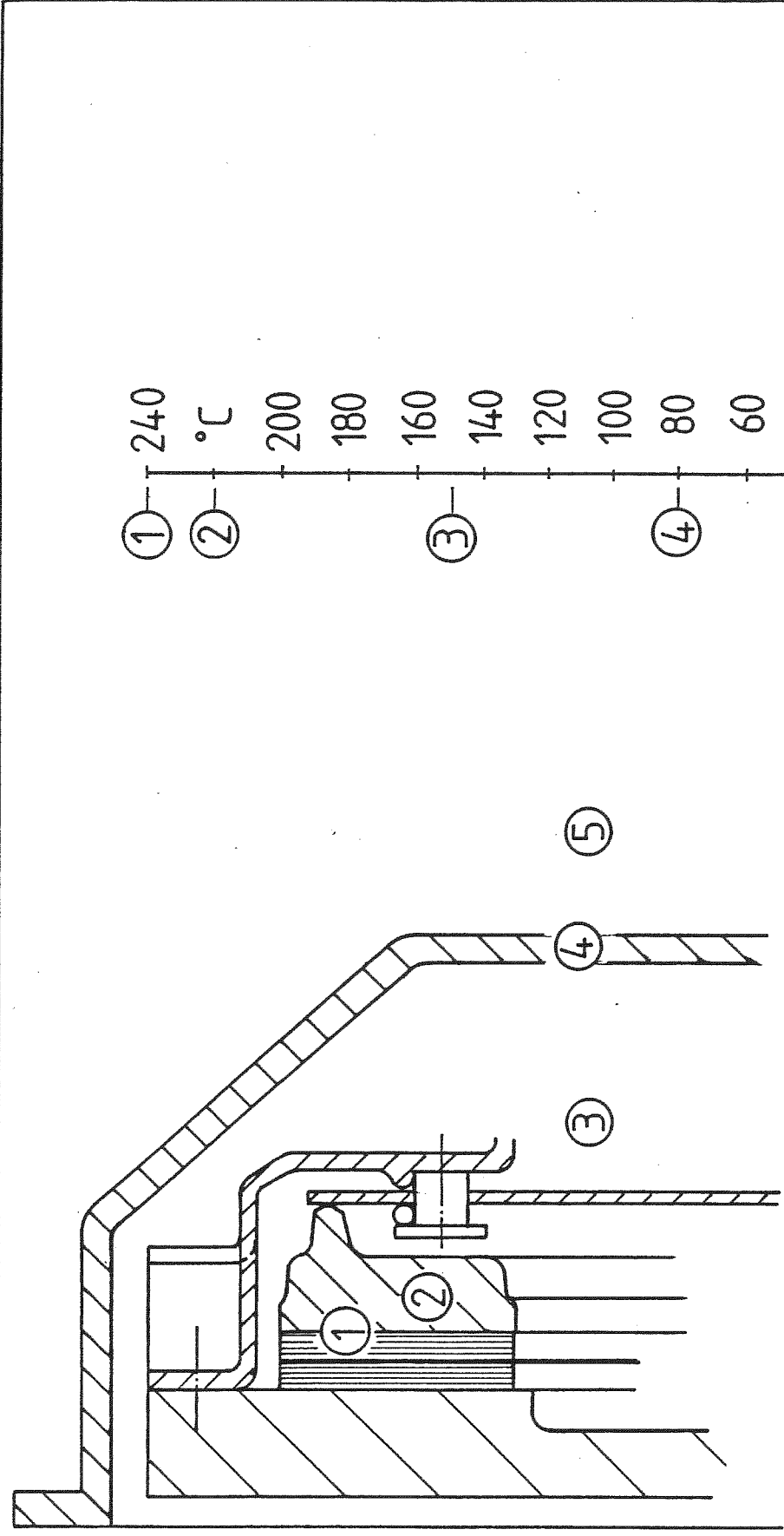
Maximale Temperaturerhöhung an der Lauffläche in Abhängigkeit von Rutschzeit, Reibleistung und Druckplattendicke



08 02 82

Temperaturverhältnisse bei geschlossener  
Kupplungsglocke

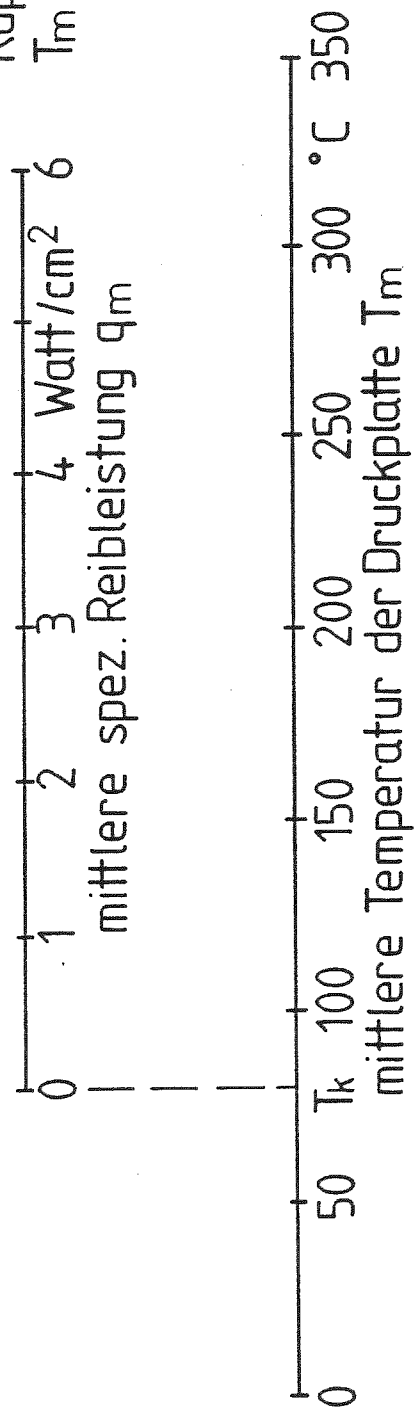
09 02 82



Prüfstandlauf mit 3,5 Watt / cm<sup>2</sup> mittlere  
spez. Reibleistung

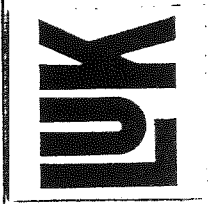
$$T_m = T_k + q_m / \alpha$$

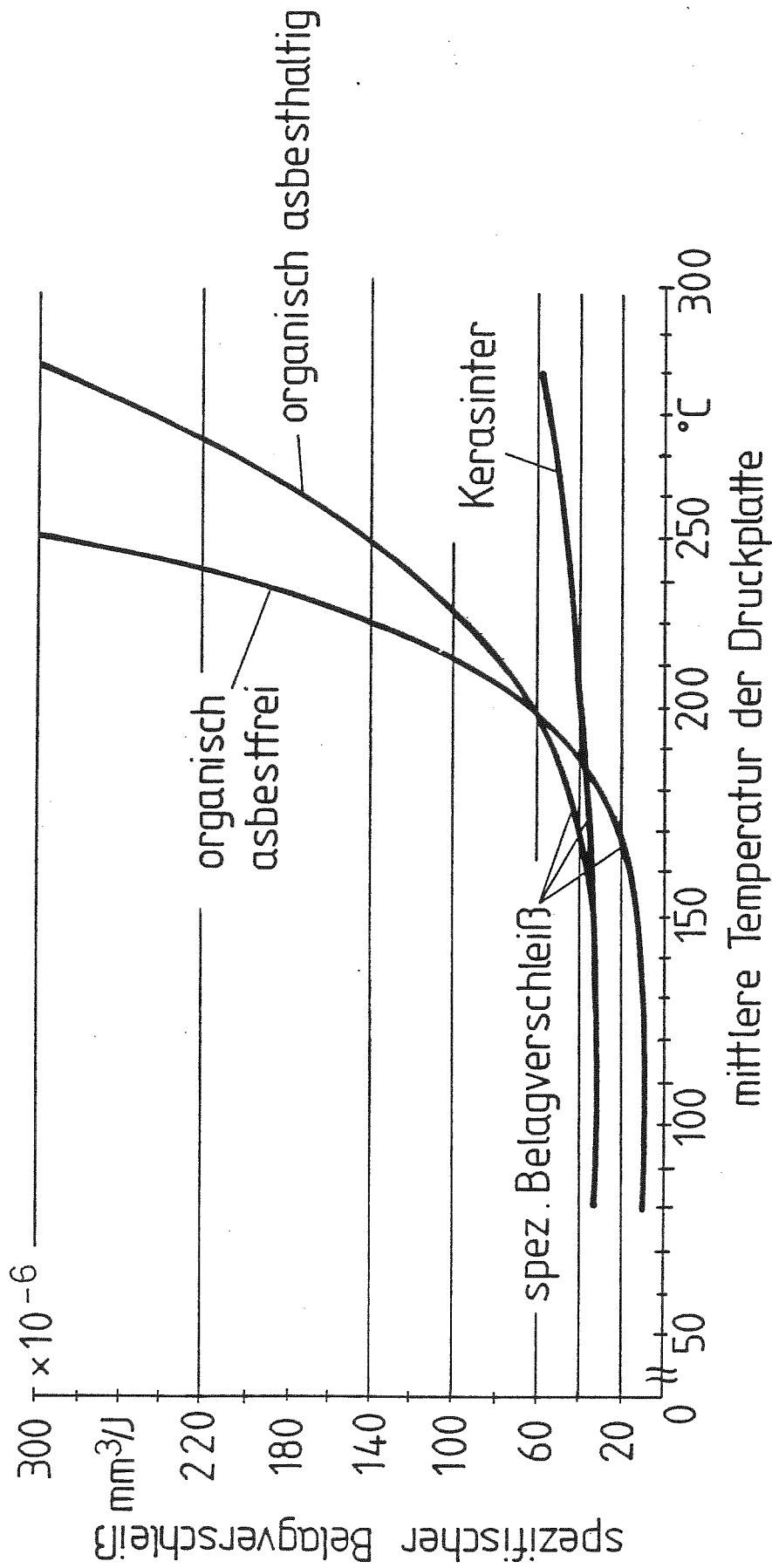
Kupplungsglocke geschlossen  
 $T_m = 80 + q_m / 0,4 [^{\circ}\text{C}]$



10 02 82

Druckplattentemperatur in Abhängigkeit von Reibleistung und Kühlbedingungen

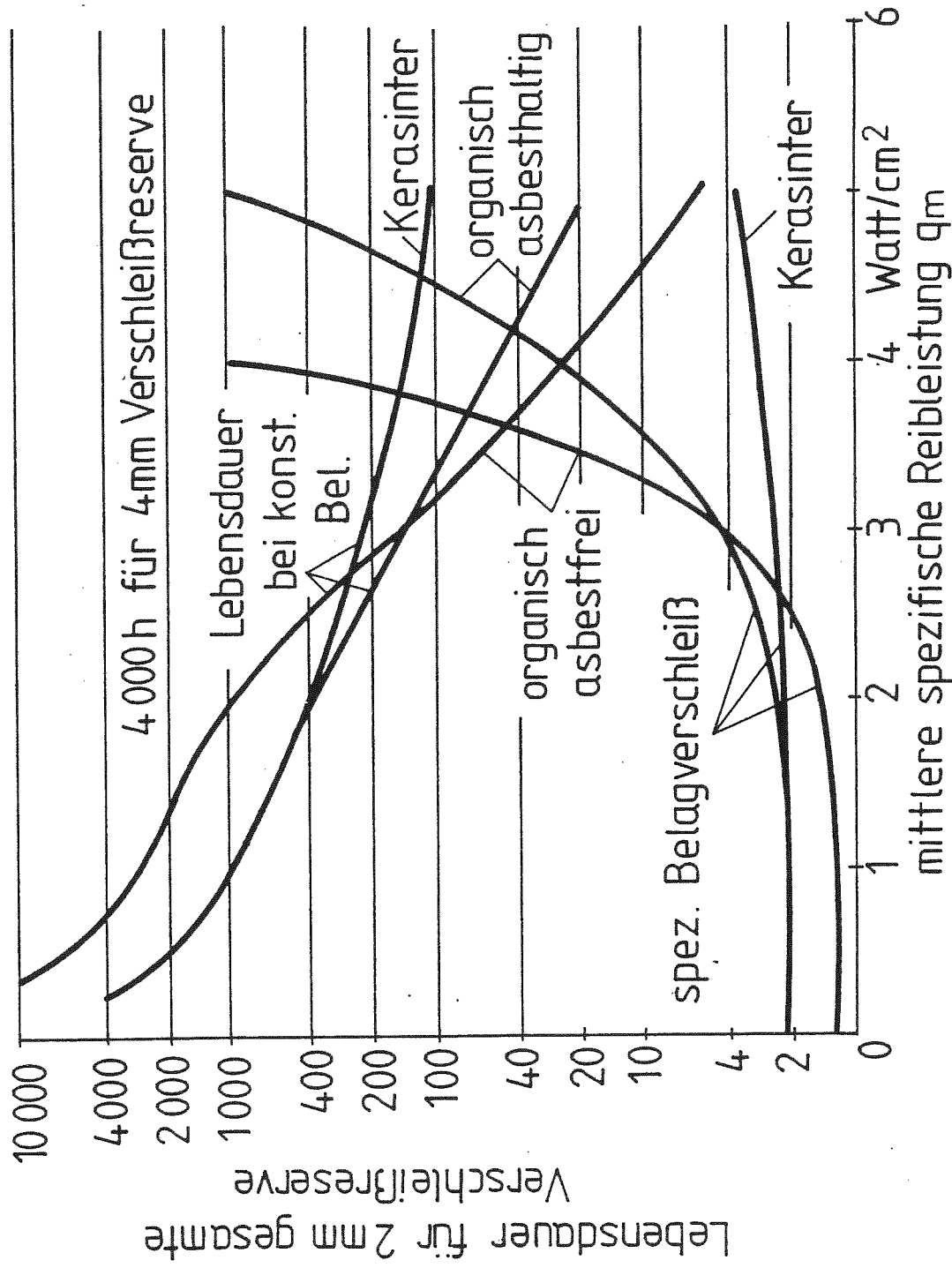




Spezifischer Belagverschleiß in Abhängigkeit von Temperatur und Belagqualität (geschlossene Kupplungsglocke)

11 02 82



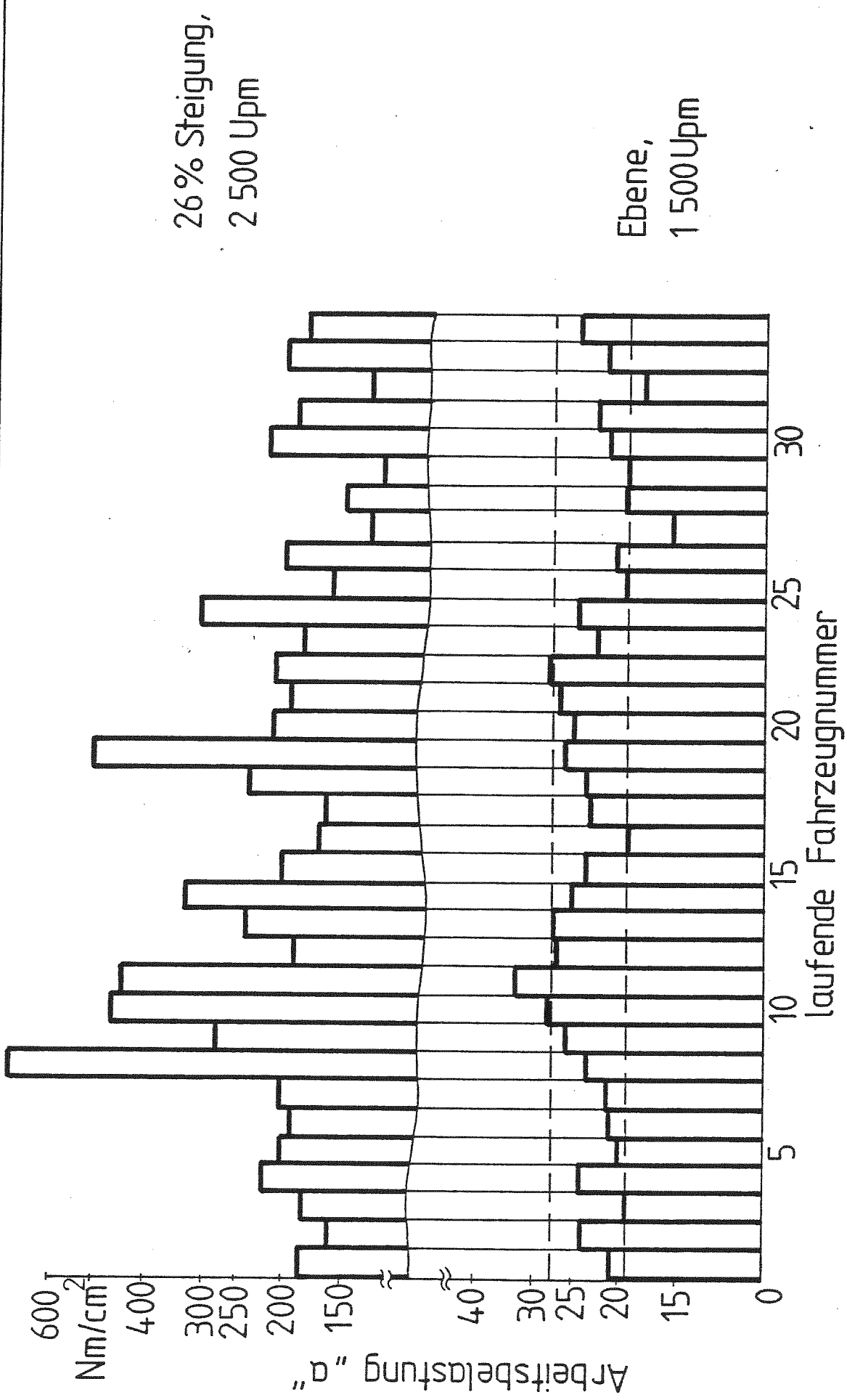


Lebensdauer der Kupplung in Abhängigkeit von Reibleistung und Belagqualität (geschlossene Kupplungsglocke)

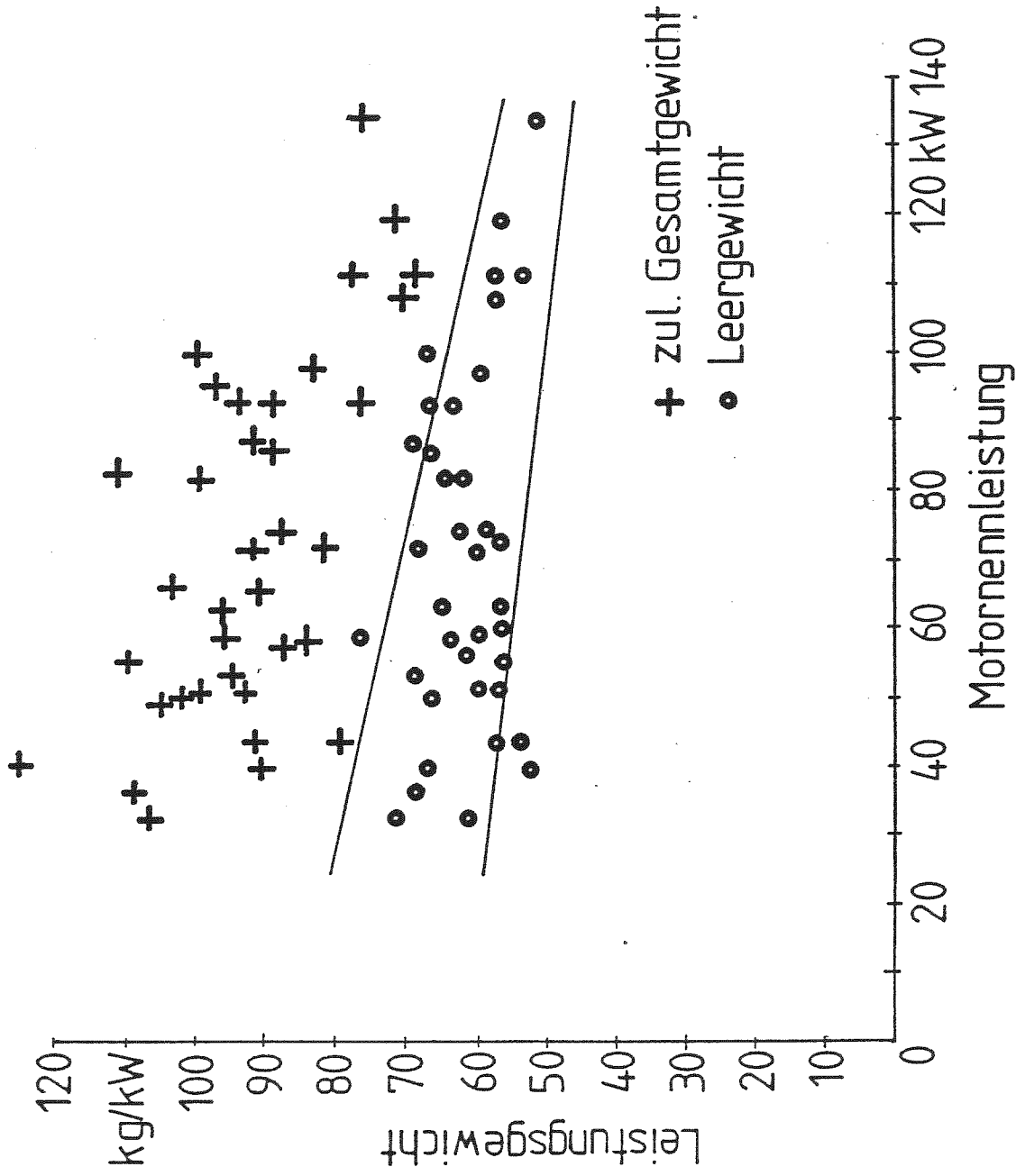
12 02 82

Spezifische Arbeitsbelastung von PKW - Kupplungen

13 02 82



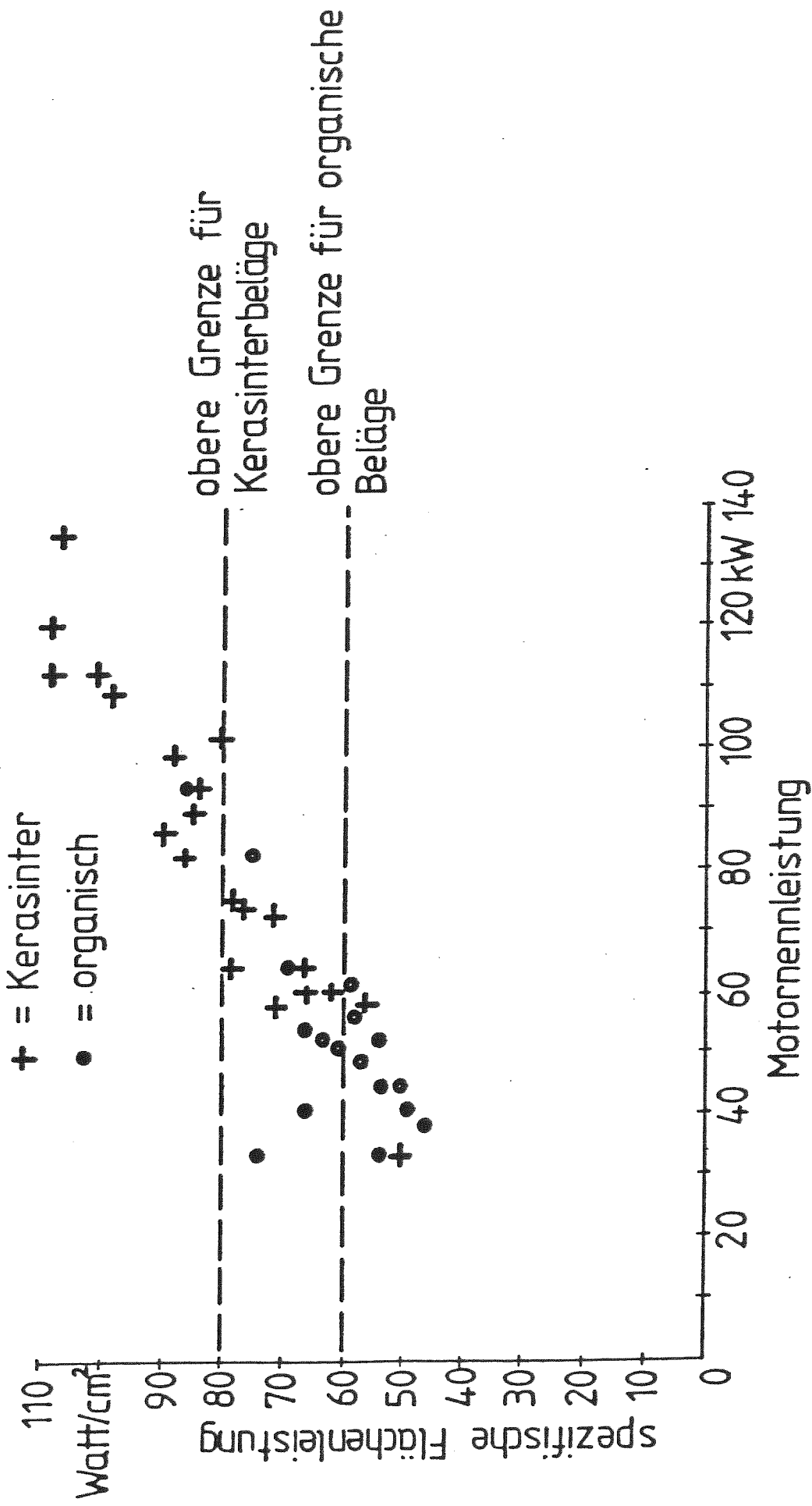


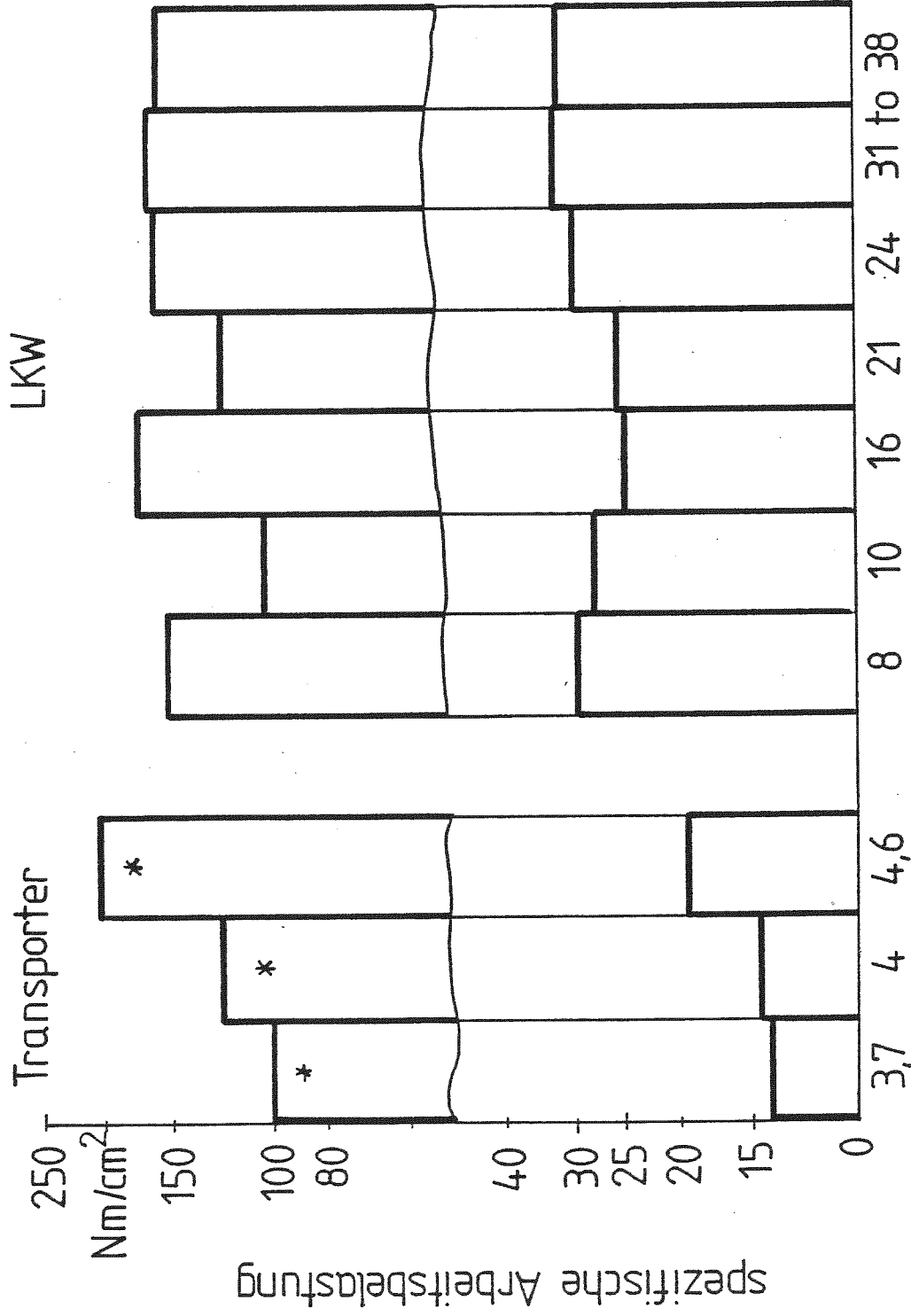


14 02 82

Leistungsgewicht von Ackerschleppern







LKW

Transporter

Nm/cm<sup>2</sup>

spezifische Arbeitsbelastung

15% Steigung  
(\* = 26%)  
2 000 Upm

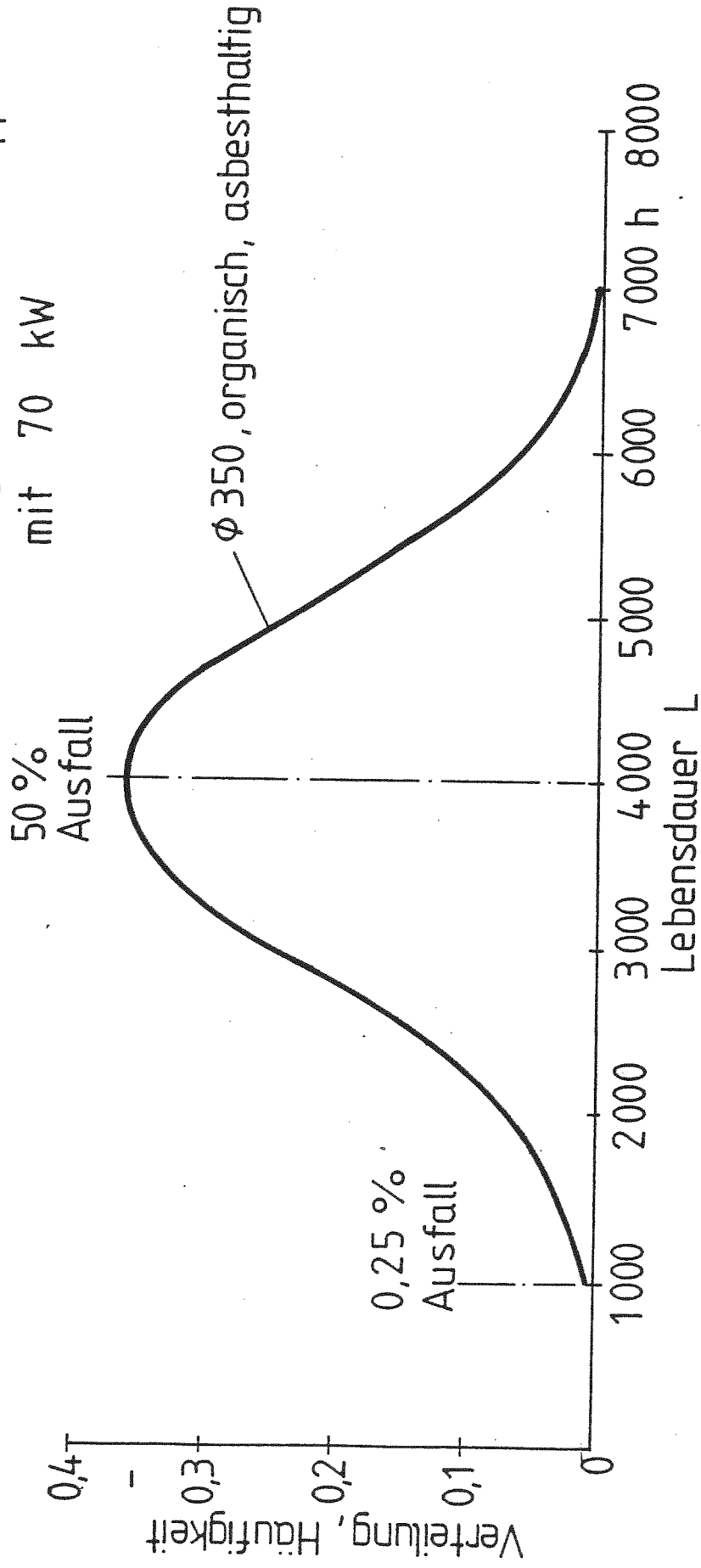
Ebene  
1 500 Upm

Spezifische Arbeitsbelastung von LKW – Kupplungen

16 02 82



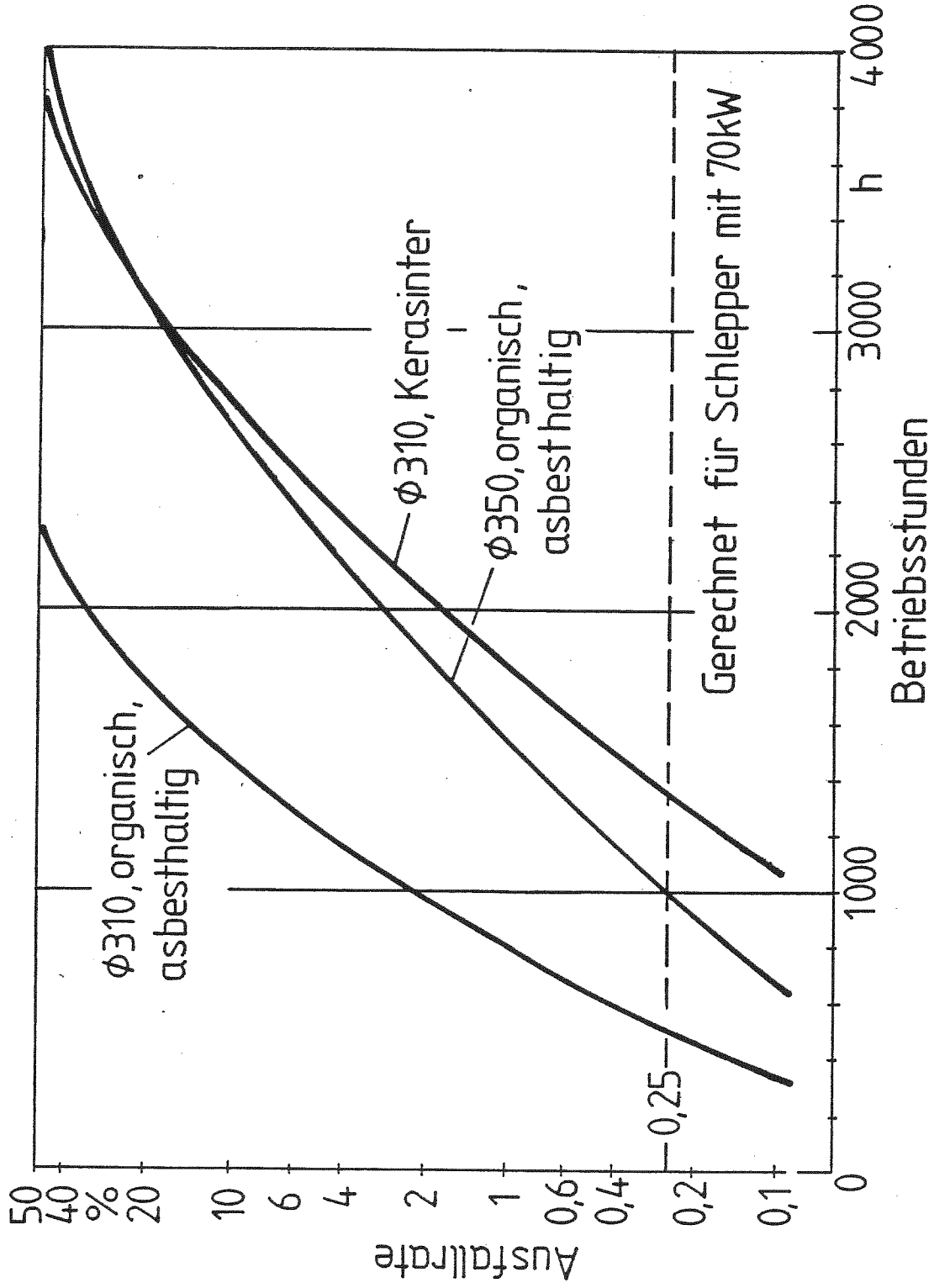
Angenommen für Schlepper  
mit 70 kW



17 02 82

Lebensdauer - Verteilung einer Kupplung  $\phi 350$

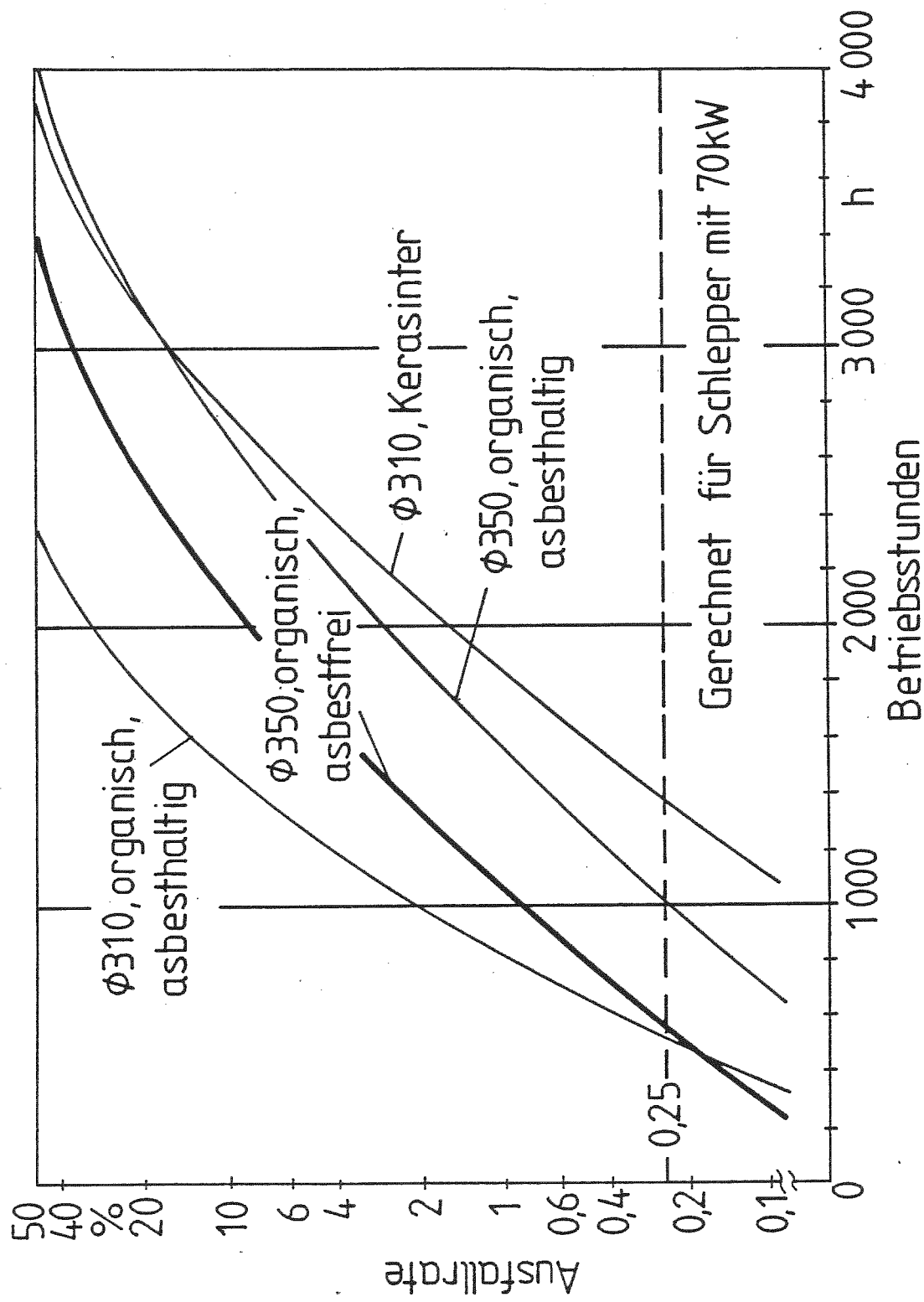
**LUK**



Ausfallrate über der Betriebszeit

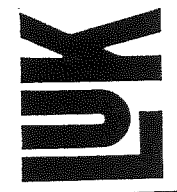
18 02 82





19 02 82

Ausfallrate über der Betriebszeit



		ø 310		ø 350	
Ceram		organisch, asbesthaltig	organisch, asbestfrei	organisch, asbesthaltig	organisch, asbestfrei
0,25% Aus- fall	Glocke geschlos- sen	1 318h	456h	/	498h
	Glocke belüftet	1 600h	1 300h	1 666h	/
50% Aus- fall	Glocke geschlos- sen	3 858h	2 278h	/	3 369h
	Glocke belüftet	4 124h	3 838h	7 695h	/

Auswirkungen der Verwendung von asbestfreien organischen Belägen und der Belüftung der Kupplungsglocke auf die Lebensdauer der Kupplung. (Schlepper mit 70kW - Motorleistung )

20 02 82

Rechenergebnisse für Kupplungslebensdauer

**LUK**