

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 79/80 (1922)
Heft: 13

Artikel: Ueber die Grenzleistung des Einphasenbahnmotors mit Zahnradantrieb
Autor: Döry, Iwan
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-38069>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 04.04.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

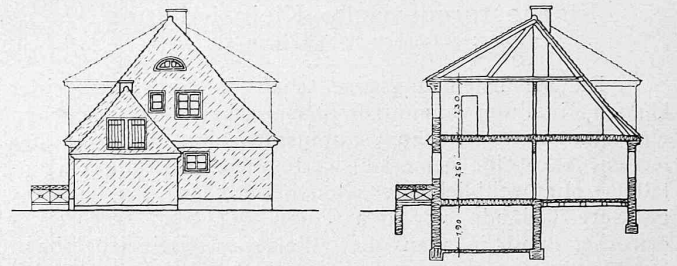
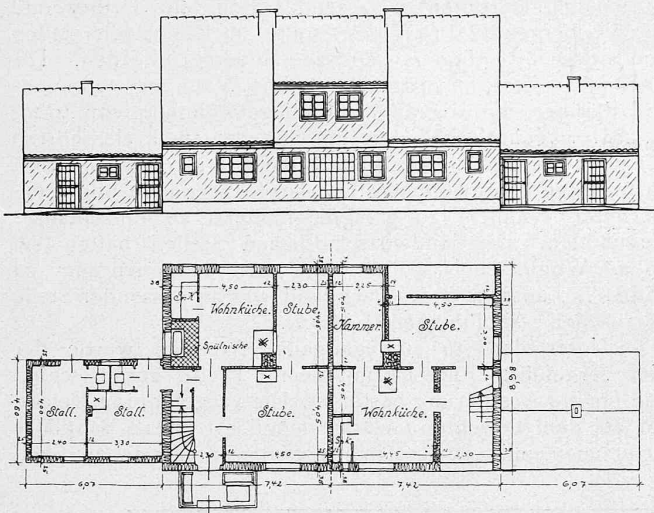


Abb. 3. Typ A. Doppelhaus für vier Familien. — Masstab 1 : 300.

möglichst wirksamer Windschutz erzielt wird; zwei Gruppen grosser Linden geben dem Platz sein besonderes Gepräge.

Seeufer und Hangstrasse sind durch schmale Verbindungswege, die an ihren Rändern planmässige Obstbaum-Anpflanzungen erhalten, mit dem Höhenwege verbunden; am südlichen Abzweigungspunkt dieses Höhenweges von der Hangstrasse bot eine kleine Platzanlage Gelegenheit zu symmetrischer Anordnung der gleichartig mit Unterfahrten ausgebildeten Schmiede und Stellmacherei. Bei der Führung der Hangstrasse über die westliche Bodenwelle ergab sich durch die notwendig werdende Versetzung des Weges sozusagen von selbst ein kleiner städtebaulicher Reiz; sonst wurde überall grösste Sachlichkeit angestrebt.

Das gleiche gilt von den einzelnen Gebäudetypen, bei deren Durchbildung das ostpreussische Pfannendach als formgestaltender Faktor stark mitsprach. Dieses Dach, dessen im Querschnitt wellig gebogene Pfannen grossen Formats, des langen und schweren Winters und der besonders ungünstigen Schneeverhältnisse wegen, auf einer schuppenartigen Stülpschalung ohne Mörtel verlegt werden, hat sich hier seit alter Zeit, allen Neuerungsversuchen zum

Trotz, als die zweckmässigste Dachhaut erwiesen. Da ein Durchdecken der Kehlen nicht zugänglich ist, werden diese am besten ganz vermieden, und Dachaufbauten folgerichtig nur mit der, dem Fremden zuerst immer etwas schwerfällig erscheinenden, beim First beginnenden Schlepplücke eingedeckt. So zwingt also hier bereits das Dachdeckungsmaterial zu der grundsätzlich stets erwünschten, einfachsten Gestaltung der Gebäudetypen.

Die Herstellungskosten für eine Siedlerstelle mit etwa $\frac{1}{4}$ ha Landzugabe und einem halben Doppelhaus mit

Einliegerwohnung stellten sich im Jahre 1921 auf rd. 80 000 M., was etwa dem zwölffachen Friedenspreis entspricht. Von der

Ueberteuerung werden durch staatliche „Landesdarlehen“, die für 20 Jahre zinsfrei hergegeben werden, etwa 35 000 M. abgebürdet, während die Stadtgemeinde weitere 5000 M. zu denselben Bedingungen gewährt. Unter der Voraussetzung, dass der Siedler selbst einen Teil der Bauarbeiten ausführt, bleibt ein Verkaufspreis von rund 35 000 M., deren Verzinsung durch den Kredit der staatlichen Rentenbank in Höhe von 17 000 M. zu sehr günstigen Bedingungen erheblich erleichtert wird. Die Miete aus der Einliegerwohnung und der Ertrag des Acker- und Gartenlandes machen so die Stelle auch für einen minderbemittelten Siedler trotz des scheinbar hohen Kaufpreises durchaus rentabel.

Ueber die Grenzleistung des Einphasenbahnmotors mit Zahnradantrieb.

Von Dr. Iwan Döry, Ingenieur.

Stellvertretender Direktor der Pöge E. A. G., Chemnitz.

Aus der Leistungsgleichung, die *Ossanna* für Einphasenbahnmotoren aufgestellt hat (Elektrotechnik und Maschinenbau 1916, Heft 31 bis 33), ergibt sich, dass die Leistung des Einphasenbahnmotors für gleiche Ankergeschwindigkeit und für im übrigen gleiche Verhältnisse, so wie die Leistung jeder andern elektrischen Maschine, dem Ankerdrehmesser proportional steigt, dass also die Leistung pro cm Ankerdurchmesser angenähert konstant ist. Ihr Wert hängt von der Ausnutzung der Baustoffe des Motors und von der Motorbreite ab, die durch die Einbauverhältnisse bestimmt wird. Die Erfahrung hat gezeigt, dass man für gute Einphasenbahnmotoren mit angenähert 7 PS Dauerleistung pro cm Ankerdurchmesser rechnen kann.

Durch die Wahl grosser Ankerdurchmesser kann also die Leistung des Einphasenbahnmotors beliebig gesteigert werden. Die Leistung eines direkt antreibenden Motors wird deshalb nur durch die Abmessungen des Ankerdrehmessers begrenzt, die mit Rücksicht auf das Fahrzeugprofil noch zulässig sind. Die Leistung eines Zahnradmotors dagegen wird durch den Ankerdurchmesser begrenzt, der mit Rücksicht auf die Zahngeschwindigkeit noch zulässig ist, durch die zulässige Zahnradbreite und schliesslich durch die Antriebsart und die von ihr zugelassene Ueberhöhung der Vorgelegewelle über Treibachsmittle.

I. Ueber die Grenzen, die der Leistung durch die Zahngeschwindigkeit gesetzt sind.

Der Durchmesser des grossen Zahnrads steigt mit wachsender Motorleistung, weil die Zentrale des Zahnradvorgeleges immer grösser sein muss als der Motordurchmesser. Um die Geschwindigkeit des Zahnrads trotz steigendem Durchmesser niedrig zu halten, müsste man seine Drehzahl erniedrigen. Das ist aber nur in engen Grenzen möglich, weil die Drehzahl des Zahnrads gleich der Triebzahndrehzahl ist. Für jede Zahngeschwindigkeit gibt es deshalb einen Grenzwert für den Durchmesser des grossen Zahnrads und damit für den Ankerdurchmesser und für die Motorleistung.

Der grösste Ankerdurchmesser folgt aus der Bedingung, dass die Zentrale (C) um mindestens den Betrag, der für die Anordnung der Vorgelegewelle gebraucht wird

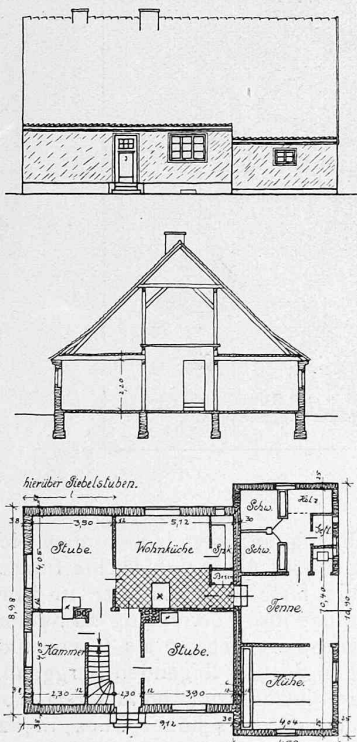


Abb. 6. Typ E. Einzelhaus für kleinbäuerliche Stellen. — 1 : 300.

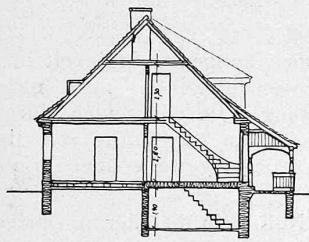


Abb. 4. Typ D. Doppelhaus für kleinbäuerliche Stellen. — 1 : 300.

Kleinsiedlung in Sensburg.

(und der für 300 mm Vorgelegewellen-Durchmesser rund $300/2 + 25 = 175$ mm beträgt), grösser sein muss, als der Halbmesser ($G/2$) des Statorbleches, d. h.: $C \geq G/2 + 175$, oder $2R + 2r \geq G + 350$,

weil $C = R + r$ ist, wenn R und r den Halbmesser des grossen Zahnrads und des Ritzels bedeuten.

Der Gehäusedurchmesser G ist gleich dem Ankerdurchmesser D_A vermehrt um die doppelte Rückenlänge H des Statorbleches:

$$G = D_A + 2H$$

Beachtet man noch, dass sich die Geschwindigkeit der Zahnräder v_Z , des Ankers v_A und der Triebräder v_T so verhalten, wie die Durchmesser der Zahnräder ($2R, 2r$), des Ankers (D_A) und der Triebräder (D_T), dass also

$$\frac{2R}{D_T} = \frac{v_Z}{v_T} \quad \text{und} \quad \frac{2r}{D_A} = \frac{v_Z}{v_A}$$

ist, so wird die Ungleichung:

$$\frac{v_Z}{v_T} D_T + \frac{v_Z}{v_A} D_A \geq D_A + 2H + 350.$$

Der grösste Ankerdurchmesser ist demnach

$$D_A \leq \frac{\frac{v_Z}{v_T} D_T - (2H + 350)}{1 - \frac{v_Z}{v_A}} \quad (1)$$

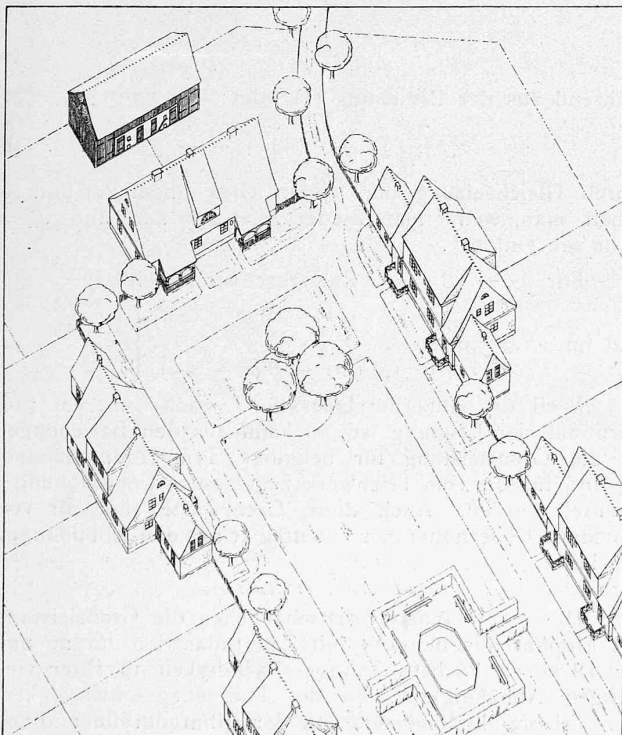


Abb. 2. Fliegerbild des „Dorf-Angers“, aus Norden.

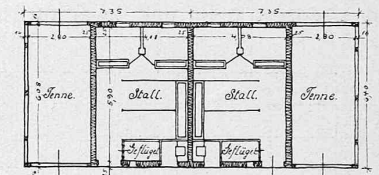
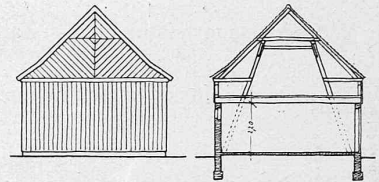
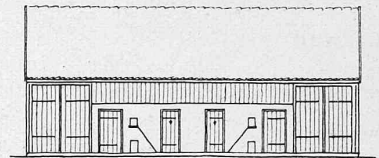
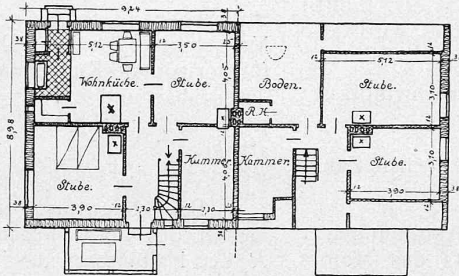
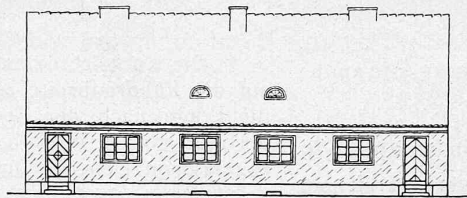


Abb. 5. Doppel-Stallscheune zu Typ D.

Der Ankerdurchmesser wächst also mit der Zahn- geschwindigkeit v_Z und mit dem Trieb- rad- durchmesser D_T und nimmt mit wach- sender Fahrzeuggeschwindigkeit v_T und mit der Drehzahl der Triebräder ab. Um seine Abhängigkeit von der Zahn- geschwindigkeit und von der Fahrzeuggeschwindigkeit durchsichtig zu machen, ist die Beziehung (1) in den Abb. 1 und 2 auf Seite 168 als Funktion der Fahrzeuggeschwin- digkeit dargestellt und zwar für $v_Z = 20$ m/sek und für $v_Z = 18$ m/sek höchste Zahngeschwindigkeit. Die Anker- höchstgeschwindigkeit ist zu $v_A = 45$ m/sek und die Statorrückenhöhe zu $H = 100$ mm angenommen worden. Dieser kleine Wert für die Statorrückenhöhe ist nur für Motoren mit niedriger Transformatorspannung pro Windung, ihres kleinen magnetischen Flusses wegen, noch erreichbar. Sie gibt ersichtlich die grössten Ankerdurchmesser.

Mit dem Ankerdurchmesser ist auch die Dauerleistung des Motors bestimmt, weil die Leistung pro cm Anker- durchmesser bekannt ist. Die den Ankerdurchmessern bei 7 PS/cm entsprechenden Leistungen sind in die Abbildungen eingetragen.

II. Ueber die Grenzen, die der Leistung durch die Zahn- radbreite gesetzt sind.

Die Leistung des Zahnradmotors wird auch durch die Breite der Zahnräder begrenzt. Die Zahnradbreite hängt vom grössten Zahndruck ab. Er tritt bei der Höchst- zugkraft der Lokomotive auf, die durch die Adhäsion des Fahrzeugs begrenzt wird. Nimmt man sie gleich $1/3$ des Reibungsgewichtes Q , so ist die Höchstzugkraft der Loko- motive $\frac{Q}{3}$ kg und der grösste Zahndruck:

$$\frac{Q}{3} \frac{D_T}{2R} = \frac{Q}{3} \frac{v_T}{v_Z} \text{ kg,}$$

wenn D_T und $2R$ den Durchmesser der Triebräder und des grossen Zahnrads, v_T und v_Z die Fahrzeuggeschwin- digkeit und die Zahngeschwindigkeit bedeuten.

Erfahrungsgemäss kann man als höchstzulässigen Zahn- druck 450 kg/cm Zahnradbreite annehmen. Legt man der Rechnung diesen Wert zu Grunde, so ist die Zahn- radbreite

$$B = \frac{Q}{3 \cdot 450} \frac{v_T}{v_Z} \text{ cm} \quad (Q \text{ in kg})$$

oder wenn man das Reibungsgewicht Q in t und die Fahr- zeuggeschwindigkeit v_T in km/h ausdrückt und die höchste Zahngeschwindigkeit $v_Z = 20$ m/sek setzt:

$$B = \text{rund} \frac{Q v_T}{100} \text{ cm, } (Q \text{ in t, } v \text{ in km/h})$$

d. h., die Zahnradbreite beträgt $1/100$ cm pro t Reibungs- gewicht und pro km/h Fahrzeuggeschwindigkeit.

Ist a die Reibungsziffer bei der Dauerzugkraft Z , also $Q = a Z$ dann wird

$B = a Z v_T \cdot 10^{-5}$ cm (Z in kg, v in km/h) oder für die Dauerleistung der Wert

$$L = \frac{2}{3} \frac{v_T Z}{270} \text{ PS} \quad (Z \text{ in kg, } v \text{ in km/h})$$

gesetzt (vorausgesetzt, dass die grösste Dauerzugkraft bei $\frac{2}{3} a$ der Höchstgeschwindigkeit auftritt):

$$B = 405 \cdot 10^{-5} a L \text{ cm} \quad (L \text{ in PS})$$

Die grösste Dauerleistung des Zahnradmotors wird also sein:

$$L = \frac{10^5}{405} \frac{B}{a} \text{ PS für } 20 \text{ m/sek höchste Zahngeschwindigkeit und}$$

$$L = \frac{18}{20} \frac{10^5}{405} \frac{B}{a} = \frac{10^5}{450} \frac{B}{a} \text{ PS für } 18 \text{ m/sek höchste Zahngeschwindigkeit.}$$

Diese Leistungsgrenzen sind in die Abbildungen 1 und 2 eingetragen und zwar für beiderseits des Motors

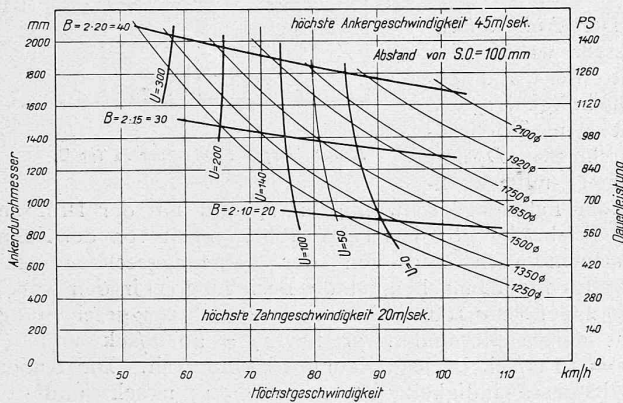


Abb. 1.

III. Ueber die Grenzen, die der Leistung durch die Antriebsart gesetzt sind.

Die Rücksichtnahme auf die Zahngeschwindigkeit und auf die Zahnradbreite allein entscheidet indes noch nicht die Frage nach der Grenzleistung. Sie wird auch durch die Antriebsart beeinflusst und zwar durch die von ihr zugelassene Ueberhöhung der Vorgelegewelle über Triebachsmittle.

Die Ueberhöhung muss Null sein bei der normalen Strassenbahnaufhängung, bei der die Triebachse selbst als Vorgelegewelle dient. Die Ueberhöhung kann etwa 25 mm für horizontale Kuppelstangen zwischen Vorgelegewelle und Triebachse und etwa 75 bis 125 mm für horizontale Kuppelstangen mit Stein, d. i. für sogenannte Schlitzkuppelstangen, betragen. Antriebe mittels Dreieckstangen verwenden Ueberhöhungen von 200 bis 300 mm.

Bezeichnet man die Ueberhöhung mit \ddot{u} , den Halbmesser des grossen Zahnrads am Teilkreis gemessen mit R , den Halbmesser des Triebrads mit $D_T/2$ und wählt man

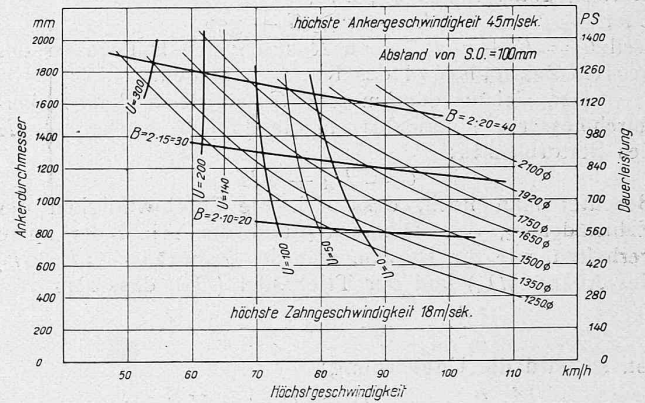


Abb. 2.

angeordnete Zahnräder von je 10 cm, 15 cm und 20 cm Zahnradbreite, also für gesamte Zahnradbreiten von $B = 20$ cm, $B = 30$ cm und $B = 40$ cm pro Motor. Für die Reibungsziffern a sind die Höchstwerte angenommen worden, die auf der Strecke Spiez-Frutigen bei trockenen Schienen festgestellt worden sind und die betragen, bei:

80 km/h	$a = 9$
60 km/h	$a = 8$
40 km/h	$a = 6$

Bemerkenswert sind die niedrigen Leistungsgrenzen. Sie liegen für 15 cm Zahnradbreite und für 18 m/sek höchste Zahngeschwindigkeit bei

740 PS bei 120 km/h höchster Fahrzeuggeschwindigkeit und bei

1100 PS bei 60 km/h höchster Fahrzeuggeschwindigkeit Aus der Beziehung

$$B = \frac{Qv}{100} \text{ für } 20 \text{ m/sek Zahngeschwindigkeit}$$

oder $B = \frac{Qv}{90}$ für 18 m/sek Zahngeschwindigkeit

folgt für $B = 2 \times 15 = 30$ cm gesamte Zahnradbreite: $Qv = 2700$ (18 m/sek Zahngeschwindigkeit, Q in t, v in km/h) Das Reibungsgewicht pro Motor darf also betragen, bei:

$V = 100$ km/h:	höchstens $Q = 27$ t
75 km/h:	" 36 t
50 km/h:	" 54 t

d. h. 15 cm Zahnradbreite, 18 m/sek höchste Zahngeschwindigkeit und 18 t Triebachsdruk vorausgesetzt:

B-Lokomotiven sind nur bis 75 km/h mit einem Motor ausführbar und erfordern für höhere Geschwindigkeiten zwei Motoren.

C-Lokomotiven sind nur bis 50 km/h mit einem Motor und nur bis 100 km/h mit zwei Motoren ausführbar. Für höhere Geschwindigkeiten sind drei Motoren erforderlich.

den Abstand des Zahnradchutzkastens vom Teilkreis mit 40 mm und von der Schienenoberkante mit 100 mm, so folgt aus der Identität

$$R + 40 + 100 + \ddot{u} = \frac{D_T}{2}$$

$$\frac{v_Z}{v_T} = \frac{2R}{D_T} = 1 - \frac{280 + 2\ddot{u}}{D_T} \quad \dots (a)$$

während aus der Beziehung (1) folgt:

$$\frac{v_Z}{v_T} = \frac{D_A}{D_T} \left(1 - \frac{v_Z}{v_A} \right) + \frac{2H + 350}{D_T} \quad \dots (b)$$

Durch Gleichsetzung der beiden Gleichungen (a) und (b) erhält man, wenn man wieder $H = 100$ mm und $v_A = 45$ m/sek einführt:

Für $v_Z = 18$ m/sek Zahngeschwindigkeit:

$$\left. \begin{aligned} D_A &= 1,67 (D_T - 830 - 2\ddot{u}) \\ \text{und für } v_Z &= 20 \text{ m/sek} \\ D_A &= 1,8 (D_T - 830 - 2\ddot{u}) \end{aligned} \right\} \dots (2)$$

Weil der Ankerdurchmesser D_A nach früherem proportional der Leistung ist, so kann aus den Beziehungen (2) die Grenzleistung für beliebige Triebraddurchmesser D_T und für die vom Triebwerk zugelassene Ueberhöhung \ddot{u} ermittelt werden. Auch diese Grenzwerte sind für verschiedene Ueberhöhungen unmittelbar aus den Abbildungen abzulesen.

IV. Uebersicht.

Die Abbildungen veranschaulichen die Grenzleistung des Einphasenbahnmotors mit Zahnradantrieb für 20 und für 18 m/sek höchste Zahngeschwindigkeit in ihrer vielseitigen Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit, vom Triebraddurchmesser, von der Zahnradbreite und von der Ueberhöhung der Vorgelegewelle.