

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 97/98 (1931)
Heft: 17

Artikel: Ueber eine neuartige Schraubenverbindung
Autor: Jaquet, E.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-44768>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 16.05.2025

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

INHALT: Ueber eine neuartige Schraubenverbindung. — Die Stromwärmeverluste elektrischer Netze mit schwankender Belastung. — Wettbewerb für eine Schule in Kreuzlingen. — Dreigurt-Brücken. — Mitteilungen: Elektrostatische Gasreinigung nach Cottrell-Lurgi. Die Schwingungen der Freileitungen und ihre Verhinderung. Der Sösetal-Staudamm. Neue Erfolge von Saurer-Motorlastwagen. Schiefer Winddruck. Ein französisches Forschungsinstitut für Gusseisen. Die Albigna-Stau-

mauer, Eiden. Technische Hochschule. — Korrespondenz: Die Bewegung von Luftblasen in fließendem Wasser. — Nekrologe: Carl von Bach. Thomas A. Edison. — Wettbewerbe: Schulhausanlage an der verlängerten Tannenrauchstrasse in Zürich-Wollishofen. Neubau eines Bank- und Verwaltungsgebäudes der Solothurner Kantonalbank in Grenchen. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Sitzungs- und Vortrags-Kalender.

Band 98

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 17

Ueber eine neuartige Schraubenverbindung.

Von Dr. E. JAQUET, Masch.-Ing., Zürich.¹⁾

Grundsatz wissenschaftlich betriebenen Maschinenbaues ist die Forderung, dass die Beanspruchungen einer Konstruktion verhältnismässig gleich gross und örtlich gleichmässig sind. Es dürfen keine Ueberbeanspruchungen möglich werden, es sollen aber auch keine Unterbeanspruchungen vorkommen. Die Schraubenverbindung ist nun geradezu ein klassisches Beispiel für das Nichtbefolgen dieses Grundsatzes. Bach hat schon in den ersten Auflagen seines Buches über Maschinenelemente Bilder über deformierte Schraubengewinde veröffentlicht²⁾, aus denen deutlich hervorgeht, dass nur wenige Gänge die Last aufnehmen. Man hat früh schon eingesehen, dass eine Erhöhung der Mutter über ein gewisses Mass hinaus nichts nützt. Trotz Beschränkung bleibt aber die Tatsache der ungleichmässigen Lastverteilung bestehen und es ist grundsätzlich falsch so zu rechnen, als würden alle Gänge gleichmässig tragen. Wenn auch in den meisten Fällen, d. h. bei allen Schrauben unter etwa 2" Whitworth, diese rohe Rechnung genügt, so sind doch Fälle bekannt, wo sie der Konstruktion bei höherer Inanspruchnahme zum Verhängnis geworden ist und Brüche, z. B. von Pleuelstangen-Schrauben, von Kolbenstangen in den Kupplungsgewinden, Abscheren der Säulengewinde hydraulischer Pressen usw. verursacht hat.

Ing. J. R. Solt (Pilsen) hat im Jahre 1915 in folgerichtiger Weise eine Schraube entwickelt, die der Forderung gleichmässiger Spannungsverteilung entspricht und bei sicherer Beherrschung eine meistens höhere Belastung ermöglicht, als die allgemein angewandten Schraubenverbindungen. Seine Idee ist die folgende: Bei jeder Belastung muss der erste Gang unserer üblichen Schrauben den Hauptanteil der Last übernehmen und wird bei höherer spezifischer Beanspruchung plastisch deformiert, weil ein Gang der normalen Gewindeprofile dazu nicht ausreicht. Diese Deformation wird um so grösser, je feiner das Gewinde im Verhältnis zum Kernquerschnitt ist, und sie geht unter gegebenen Umständen so weit, dass man die Mutter ohne Gewalt und neuerliche bleibende Deformationen nicht mehr zurückdrehen kann. Sorgt man aber dafür, dass sich die ersten Gänge elastisch deformieren können, so werden die übrigen Gänge automatisch mehr Last aufnehmen. Solt hat diesen Erkenntnis dadurch Rechnung getragen, dass er das Gewinde der Mutter nach Abb. 1, konisch abnehmend, soweit hinterdreht, dass in allen Gewindegängen nur mehr elastische Deformationen auftreten können.

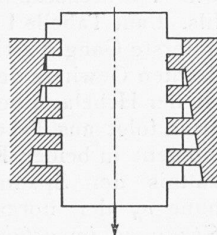


Abb. 1. Hinterdrehtes Gewinde nach Solt.

Im folgenden soll nun untersucht werden:

1. Wie ist die Lastverteilung beim normalen Gewinde?
2. Wie ist das Solt-Gewinde zu profilieren, damit alle Gänge gleich viel Last aufnehmen?

Um die Betrachtung einfacher zu gestalten, behandeln wir die Aufgabe an dieser Stelle nur zweidimensional für flach- und scharfgängige Gewinde, da die dreidimensionale Untersuchung nichts grundsätzlich Neues bringt. An gegebener Stelle werden die Ergebnisse beider Rechnungs-

arten vergleichsweise mitgeteilt. Für den leichtern Einblick vereinfachen wir die Sache so, dass wir uns die „Schraube“ mit einzelnen diskreten, in sich geschlossenen Gängen, die senkrecht zur Axe stehen, denken³⁾. D. h. wir ersetzen die Schraube durch ein Gebilde, das einem Kammlager ähnlich sieht, wobei wir uns aber die Mutter, im Gegensatz zum Kammlager, einteilig denken. Bezüglich der Druckverteilung in radialer Richtung machen wir die vereinfachende Annahme, dass die Belastung in der Mitte des Gewindeganges als Einzelkraft wirkt.

I. DIE RECHNERISCHEN GRUNDLAGEN.

1. Die Kräfteverteilung bei der normalen flachgängigen Schraube.

Wir nehmen an, dass die Gänge⁴⁾ der Mutter und des Schraubenbolzens biegungselastisch, und der Kern des Bolzens in Längsrichtung deformierbar seien. Das Ringstück der Mutter, d. h. die Teile ausserhalb der Zähne, nehmen wir der Einfachheit wegen als starr an. Aus den Gleichgewichtsbedingungen lassen sich, mit Hilfe der elastischen Gleichungen, die Beanspruchungen der einzelnen Zähne bestimmen.

Es bedeute:

- l den Hebelarm der Biegekraft, d. h. die halbe Gangtiefe,
- J das Trägheitsmoment des Zahnes,
- F den Kernquerschnitt,
- H die Ganghöhe,
- E den Elastizitätsmodul.

Die Deformation⁵⁾ der Zähne ist charakterisiert durch die Grösse:

$$\alpha = \frac{1}{3} \left(\frac{l^3}{J E} + \frac{l^3}{J' E'} \right) \dots \dots \dots (1)$$

wobei sich der erste Summand auf den Bolzen, der zweite auf die Mutter bezieht. Die Dehnbarkeit des Bolzens ist charakterisiert durch die Grösse

$$\beta = \frac{H}{F E} \dots \dots \dots (2)$$

Die Rechnung ergibt, dass die Verteilung der Last auf die einzelnen Zähne ganz ungleichmässig ist, und zwar hängt sie, ausser von der Anzahl der Zähne, lediglich von einem Wert λ ab, der sich aus den Grössen α und β folgendermassen aufbaut:

$$\lambda = \frac{1}{2(1 + \beta/\alpha)} \dots \dots \dots (3)$$

Der Grenzfall $\alpha = \lambda = 0$ entspricht einer Schraube mit vollkommen starren Zähnen, wobei der Bolzen dehnbar sein kann. Es ist einleuchtend, dass in diesem Fall der erste Zahn die ganze Last aufnimmt.

Der zweite Grenzfall $\beta = 0$ ergibt $\lambda = 1/2$. Er entspricht einer Schraube mit starrem Kern, wobei alle Gänge gleich viel tragen, d. h. der üblichen Auffassung. In Abb. 2 ist für eine achtgängige Schraube der Lastanteil jedes Zahnes in Abhängigkeit von λ aufgetragen. Der Wert λ beträgt im praktischen Fall 0,4 bis 0,45. Die Abb. 2 zeigt, dass der erste Zahn bis zur Hälfte der Gesamtlast aufnimmt.

Beispiel: Wir betrachten eine Schraube mit Innendurchmesser 16⁶⁾, Aussendurchmesser 20 und quadratischem

³⁾ Die folgenden Ueberlegungen können sinngemäss auch auf das Kammlager übertragen werden, das grundsätzlich den selben Uebelstand aufweist.

⁴⁾ Im folgenden wird das Wort „Gang“ durch „Zahn“ ersetzt, was, bei zweidimensionaler Betrachtung, begrifflich besser entspricht.

⁵⁾ In der ausführlichen Arbeit des Verfassers, i. c., ist dargelegt, weshalb man den Einfluss der Querkkräfte vernachlässigen darf.

⁶⁾ Die Masseinheiten sind nebensächlich, da uns nur die relativen Werte interessieren.

¹⁾ Auszug aus der gleichbetiteltten Arbeit in Heft 5, 1931, des „Ingenieur-Archiv“.

²⁾ Vergl. auch: Kurt Mütze, Festigkeit der Schraubenverbindung in Abhängigkeit von der Gewindetoleranz. Mit Bildern. Springer 1929.

Profil. Man errechnet daraus den Wert $\lambda = 0,4$. In der folgenden Tabelle sind die Auflagerkräfte in Tausendstel der Gesamtlast für jeden Gang ausgerechnet, für verschiedene Gangzahlen. Die mit E überschriebenen Spalten beziehen sich auf die ebene, zweidimensionale Betrachtungsweise, die mit R überschriebenen dagegen auf die räumliche, dreidimensionale.

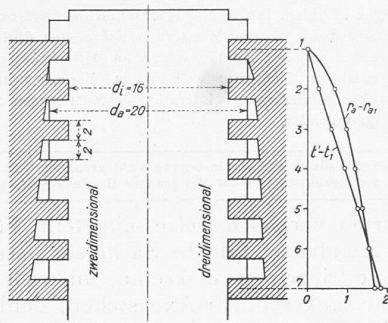


Abb. 3. Profilierung des Solt-Gewindes.

Anz Gänge	6		5		4		3		2		1	
Gang Nr	R	E	R	E	R	E	R	E	R	E	R	E
1	540	500	540	501	545	506	555	524	620	600	1000	1000
2	248	250,5	251	262,5	252	259	276	285,5	380	400		
3	115,7	126,5	116	119,5	126	141	169	190,5				
4	52,4	64,4	58	70,2	77	94						
5	27,6	35,1	35	46,8								
6	16,3	23,5										
Totalbelast.	1000		1000		1000		1000		1000		1000	

Machte man die Mutterhöhe gleich dem äusseren Gewindedurchmesser, so müssten wir hier mit fünf Gängen rechnen. Aus der Tabelle geht deutlich hervor, dass es keinen Zweck hätte, mehr Gänge einzuschalten, eher könnte man einen weglassen, denn die Beanspruchung des ersten Ganges ist, bis herab zum zweizähligen Eingriff, jeweils ungefähr die Hälfte der Gesamtbelastung.⁷⁾ Diese Erkenntnis verdient umso mehr Beachtung, als die irrige Meinung sehr verbreitet ist, die Belastung der einzelnen Gänge sei, wenigstens bei genau hergestellten Schrauben, umgekehrt proportional der Gangzahl.

2. Das flache Gewindeprofil nach Solt.

Das Muttergewinde ist so zu hinterdrehen, dass alle Zähne gleich viel tragen. Ist P die Gesamtbelastung und z die Anzahl Zähne auf jeder Seite, dann wird jeder Zahn mit der Biegekraft $\frac{1}{2} \frac{P}{z}$ beansprucht. Wir beginnen die Numerierung der Zähne, im Gegensatz zum vorigen Paragraphen, am kräftefreien Ende der Schraube, und führen den ersten Mutterzahn normal, d. h. ohne Hinterdrehung aus. Unter Verwendung der gleichen Bezeichnungen wie früher, errechnet sich die Hinterdrehung des i -ten Zahnes der Mutter zu

$$t'_i = (t^3 + 3(i-1)t \frac{H}{F} \frac{E'}{E})^{1/3} \quad (4)$$

Bei einem quadratischen Profil ist die Zahnstärke h gleich der halben Ganghöhe H . Setzt man für den Kerndurchmesser $d = \varepsilon h$, so transformiert sich Gl. (4) zu

$$t'_i = (t^3 + \frac{(i-1)t}{2\varepsilon} h^3 \frac{E'}{E})^{1/3} \quad (5)$$

Betrachten wir das gleiche Zahlenbeispiel wie vorher, so folgt:

$$t = t'_1 = 1; h = 2; \varepsilon = 8; \frac{h^3}{2\varepsilon} = 1/2; E = E',$$

sodass

$$t'_i = (1 + (i-1) \frac{1}{2})^{1/3}$$

wird. In Tabelle II ist die Hinterdrehung $t' - t$ der ersten acht Zähne ausgerechnet.

Tabelle II.

Zahn Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
$t' - t$	0	0,260	0,587	0,913	1,224	1,520	1,802	2,072

Abb. 3 zeigt das Profil des Gewindes. Man sieht, dass eine relativ starke Hinterdrehung der untern Muttergänge notwendig ist, um eine gleichmässige Lastverteilung zu erwirken. Auf der rechten Seite der Zeichnung ist die Form der

⁷⁾ Vergl. J. Stieghorst in „Werft und Reederei“ 2 (1921), S. 512.

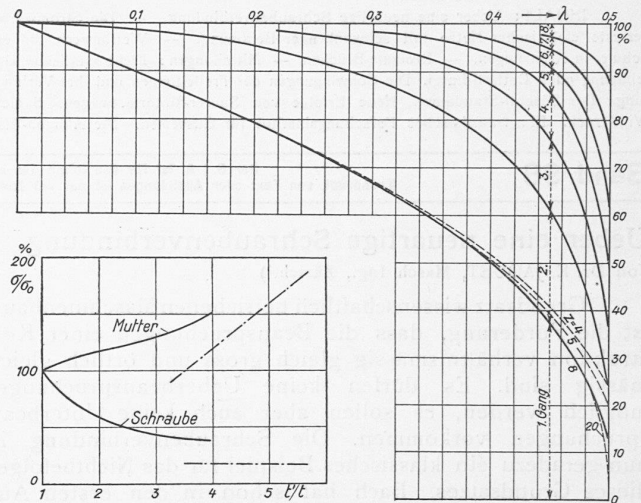


Abb. 4. Biegungsspannung bei verschiedenen Hinterdrehungen.

Abb. 2. Lastverteilung beim normalen Gewinde.

Hinterdrehung angegeben, wie sie aus der dreidimensionalen Betrachtung folgt.

$t'_i - t_i$ ist das Mass der Hinterdrehung zweidimensional, $r_a - r_{a1}$ dreidimensional betrachtet, gemessen in den selben Einheiten wie die Schraube.

In gewissen Fällen, z. B. bei doppelseitiger Beanspruchung der Schraube, ist man gezwungen, die Hinterdrehung nicht nach dem theoretischen Profil, sondern zylindrisch auszuführen. Wir wollen einmal annehmen, die Hinterdrehung werde mit einem mittlern Wert aus Tabelle II ausgeführt, und setzen für sämtliche Gänge $t' - t = 1,0$. Es folgt daraus: $\lambda = 0,474$.

Aus Abb. 2 ergibt sich, dass der erste Gang ungefähr 29% der Last aufnimmt, während er bei der normalen Schraube 50% übernehmen müsste. Man sieht also, dass bereits durch die zylindrische Hinterdrehung eine wesentliche Verbesserung eintritt.

3. Spannungen im normalen und im hinterdrehten flachgängigen Gewinde.

Es interessiert vor allem, die Biegungsspannung im Einspannungsquerschnitt des untersten Ganges zu kennen. Für den Bolzen ist die Spannung proportional der Kraft, für die Mutter hingegen ist die Verlängerung des Hebelarms infolge der Hinterdrehung zu berücksichtigen. Nehmen wir eine sechszählige Mutter des vorhin betrachteten Profils. Laut Tabelle I übernimmt bei normalem Gewinde der unterste Gang die Hälfte der Last, während er beim hinterdrehten Gewinde den sechsten Teil zu tragen hat. Hingegen ist der Hebelarm beim hinterdrehten Gewinde grösser, und zwar folgt aus Tabelle II $t'_6/t_1 = 2,52$. Da das Widerstandsmoment in beiden Fällen gleich ist, ermittelt sich das Verhältnis der Spannung σ_h der hinterdrehten zur Spannung σ_n der normalen Mutter zu $\sigma_h/\sigma_n = 0,84$, d. h. die Spannung im gefährlichen Querschnitt des untersten Ganges beträgt bei der nach Solt hinterdrehten Mutter nur 84% der Spannung in der Normalmutter.

In Tabelle III ist in der ersten Zeile dieses Verhältnis der Spannungen für die sechs Gänge eingetragen. Die zweite Zeile gibt das Verhältnis der Spannung in der hinterdrehten zur grössten Spannung der normalen Mutter.

Tabelle III.

Gang Nr.	1	2	3	4	5	6
σ_h/σ_n	0,84	1,49	2,52	4,10	5,98	7,10
σ_h/σ_m	0,84	0,741	0,637	0,529	0,420	0,333

Daraus geht hervor, dass die Spannungen im hinterdrehten Gewinde durchwegs kleiner sind als die maximale Spannung im Normalgewinde.

In Abb. 4 sind die Biegungsspannungen im untersten Gang einer sechsgängigen Schraube aus dem vorigen Beispiel mit zylindrischer Hinterdrehung aufgetragen. Als Abszisse ist das Mass der Hinterdrehung t'/t aufgetragen

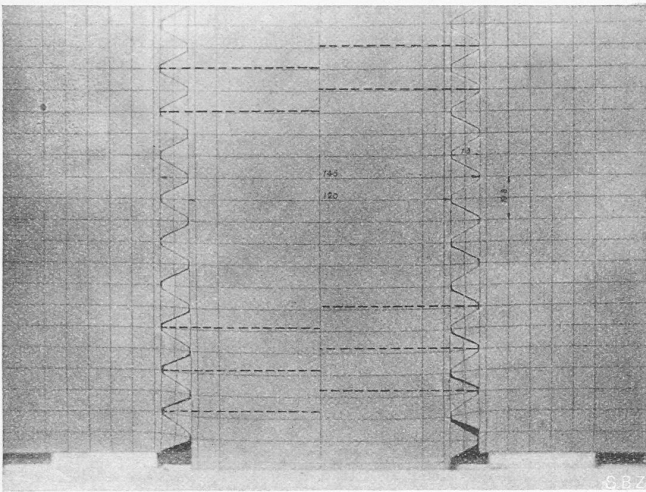


Abb. 5. Belastetes Gummimodell des nicht hinterstochenen Gewindes.

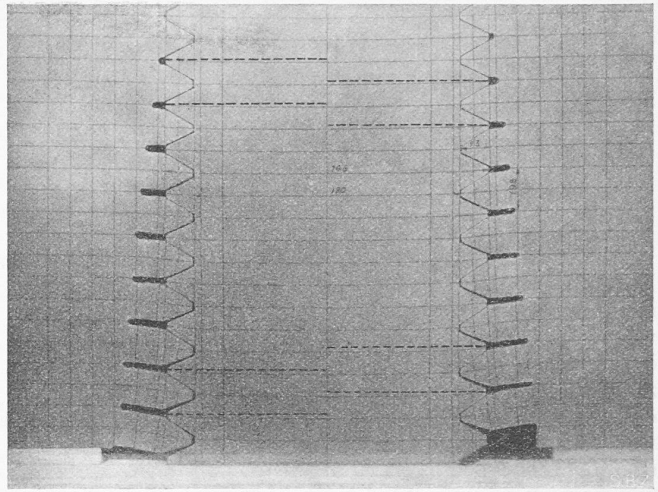


Abb. 6. Belastetes Modell des hinterstochenen Gewindes.

und als Ordinate das Verhältnis der Biegespannung der hinterdrehten zur normalen Schraube. Man sieht, dass die Schraubenspannung relativ rasch abnimmt und einem Grenzwert, entsprechend der Gangzahl, zustrebt. Die Spannung der Mutter steigt erst langsam, um sich dann einer linear ansteigenden Asymptote anzuschmiegen.⁸⁾ Im vorliegenden Fall ergibt sich z. B. für eine Hinterdrehung von $t'/t = 2,4$ eine Abnahme der Schraubenspannung von 50 % und eine Zunahme der Mutterspannung von nur 20 %. Da im allgemeinen der Bolzen der gefährdetere und kostbarere Teil ist, wird man diesem Kompromiss trotz Erhöhung der Mutterspannung mit Vorteil zustimmen.

4. Whitworth'sches Normal- und Feingewinde.

Die scharfgängigen Gewinde lassen sich nach der selben Methode behandeln, nur ist bei der Deformation der Zähne das variable Trägheitsmoment zu berücksichtigen. Aus den bekannten geometrischen Verhältnissen dieses Gewindes lässt sich der charakteristische Wert λ bestimmen.

Bezeichnen wir mit $n = d/H$ das Verhältnis von Aussendurchmesser zu Ganghöhe, so erhält man für λ den Wert:

$$\lambda = \frac{1}{2} \cdot \frac{n - 1,28}{n + 1,66}$$

Für das Normalgewinde ändert sich n von 5 bis 20, für das Feingewinde von 14 bis 28.

Das Feingewinde ergibt, auf gleichen Aussendurchmesser bezogen, etwas grössere Werte λ , d. h. es kommen etwas mehr Gänge zum Tragen. Es kommt aber nicht lediglich auf die Lastverteilung an, sondern in erster Linie auf die Pressungen und Spannungen. Da die Auflagerflächen und Widerstandsmomente beim Feingewinde viel kleiner sind, stellt sich dieses in Bezug auf Festigkeit wesentlich ungünstiger. Bezeichnen wir mit K_n die Auflagerkraft beim normalen, mit K_f die Kraft beim Feingewinde, und denken wir uns diese Kräfte gleichmässig über die Auflagerflächen verteilt, so folgt für das Verhältnis der Drücke beim Fein- und Normalgewinde

$$\frac{p_f}{p_n} = \frac{K_f}{K_n} \cdot \frac{n_f}{n}$$

Für eine 4"-Schraube beträgt dieses Verhältnis 1,40, d. h. der Druck im ersten Gang des Feingewindes ist um 40 % grösser als beim normalen. Genau den selben Ausdruck erhält man auch für die Biegespannung. Berücksichtigt man ferner noch, dass der Abrundungsradius beim Feingewinde kleiner ist als beim normalen, so ist beim Feingewinde überdies noch mit einer grösseren lokalen Spannung zu rechnen. Daraus geht klar hervor, dass das normale Whitworth'sche Gewinde dem Feingewinde überlegen ist.

⁸⁾ Für die praktisch ausgeführten Hinterdrehungen gibt die zweidimensionale Betrachtung gute Näherungswerte, für grosse Hinterdrehungen muss man zur dreidimensionalen greifen.

5. Die hinterdrehte scharfgängige Schraube.

Die Hinterdrehung einer scharfgängigen Schraube errechnet sich nach der gleichen Methode wie für das flachgängige, wobei nur das variable Trägheitsmoment der Zähne zu berücksichtigen ist. Zur Prüfung der Rechnung wurden zwei Modelle aus 5 mm starken Paragummiplatten hergestellt. Das normale Profil ist in Abb. 5, das hinterstochene in Abb. 6 dargestellt. Der innere Durchmesser beträgt 120 mm, der äussere 146 mm, die Ganghöhe 19,8 mm, der Profilwinkel 55° wie beim Whitworth'schen Gewinde. Die beiden Modelle sind gleich belastet. Man erkennt die ungleichmässige Beanspruchung des Normalgewindes. Die untern Zähne wären bei Metallen bereits plastisch deformiert, während die oberen beinahe undeformiert sind. Man kann ferner feststellen, dass die Stellen der Mutter unmittelbar hinter den Zähnen ebenfalls ein wenig deformiert sind. Unsere frühere Annahme über die Starrheit des Ringstückes der Mutter trifft also nicht ganz zu. Durch den Umstand, dass diese Teile ebenfalls deformierbar sind, wird der charakteristische Wert λ etwas grösser, wodurch die Lastverteilung etwas günstiger wird. Die Verbesserung ist aber nur unwesentlich, wie das Modellbild 5 deutlich zeigt. Die Durchbiegung des ersten Zahn-paares ist wesentlich grösser, als die des folgenden.

Ganz anders verhält sich das hinterstochene Modell, das in Abb. 6 dargestellt ist. Hier tragen alle Zähne praktisch gleich viel, wie aus der gleich starken Durchbiegung aller Bolzenzähne geschlossen werden kann. Dieses einfache Experiment beweist somit die Richtigkeit der Solt'schen Auffassung.

II. DIE ENTSTEHUNG DER SPANNUNGSGLEICHEN SCHRAUBE UND IHRE ANWENDUNG.

Die rechnerische Untersuchung stimmt mit der Erfahrung darin überein, dass in den ersten Gewindegängen bleibende Deformationen auftreten und zwar umso eher, je feiner das Gewindeprofil in bezug auf den Kernquerschnitt ist, mit andern Worten, dass die Benützung von Feingewinden für Spannungsverbindungen verfehlt ist. Die Rechnung zeigt, dass der erste Gewindegang rund die halbe Schraubenlast zu übernehmen hat. Die gemachten Vereinfachungen, insbesondere die Annahme, dass der Ringquerschnitt der Mutter unelastisch sei, ändern an dieser Tatsache nicht viel. Die Lastverteilung wird allerdings etwas günstiger, aber der erste Gang hat dennoch den überwiegenden Teil aufzunehmen, sodass es unter Umständen angebracht wäre, das Gewindeprofil so stark zu wählen, dass der erste Gang imstande ist, die ganze Schraubenlast zu übernehmen.

Aus diesen Erwägungen heraus hat Solt die erwähnte spannungsgleiche Schraube durch Hinterdrehen des Muttergewindes geschaffen. Erste Veranlassung dazu waren

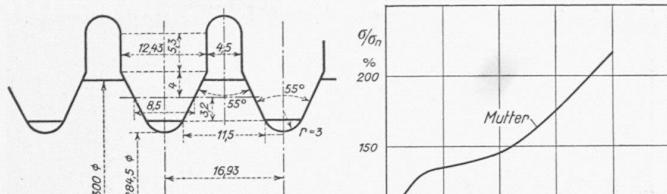


Abb. 8. Zylindrisch hinterdrehtes Gewindeprofil.

Brüche von Kolbenstangen in den Kupplungsgewinden von Gross-Gasmaschinen, bei denen sich die bleibenden oder zerstörenden Deformationen durch den ständigen Kraftwechsel oder durch Keilverspannungserheblich verstärken.

Als Beispiel sei hier eine Kolbenstangenkupplung (Abb. 7) mit 300 mm äusserem Gewindedurchmesser, 125 mm Bohrung, $1\frac{1}{2}$ Whitworth-Gänge auf 1" und elf Gänge in der Mutter angeführt; die höchste Belastung sei 300 t. Die entwickelten Formeln ergeben für den ersten Gang eine Beanspruchung von 50 %. Nimmt man über die Auflagerfläche des ersten Ganges gleichmässig verteilte Kraft an, so errechnet sich eine spezifische Pressung von ungefähr 2130 kg/cm^2 . Die übliche Berechnungsart, wobei angenommen wird, dass jeder der elf Gänge gleich viel trage, ergibt nur 382 kg/cm^2 , einen illusorischen Wert.

Das Muttergewinde des vorerwähnten Beispiels wurde nach Abb. 8 hinterdreht, und zwar parallel, weil in diesem Sonderfälle die Vorspannung durch den zwischen den beiden Kolbenstangenenden eingetriebenen Keil zu berücksichtigen war. Man erhält für den charakteristischen Wert $\lambda = 0.478$, woraus sich eine Belastung des ersten Ganges von ungefähr 26 % der Totalbelastung ergibt. Die Pressung im ersten Gang sinkt auf 1100 kg/cm^2 , d. h. etwa 52 % des Wertes ohne Hinterdrehung. Die Biegespannung im Einspannquerschnitt des ersten Ganges des Bolzens sinkt infolge der Hinterdrehung auf 52 %. Die Biegespannung im ersten Muttergang wird allerdings grösser, sie steigt auf 131 %, was aber, wie früher schon gesagt, von geringer Bedeutung ist.

In Abb. 9 ist das Verhältnis der Spannungen im ersten Gang des hinterdrehten Gewindes zum normalen Whitworth'schen Gewinde in Abhängigkeit der Tiefe der zylindrischen Hinterdrehung aufgetragen. Die dem Bolzen entsprechende Kurve gibt zugleich das Verhältnis der Kräfte bzw. Pressungen im ersten Gang. — Abgesehen von dem Sonderfall der Kupplung soll die Hinterdrehung mit abnehmender Tiefe, d. h. konisch ausgeführt werden.

Die Solt-Schraube kommt aus Herstellungsgründen nur für grössere Durchmesser, etwa von 2" aufwärts, in Betracht. Sie ermöglicht die grösste Ausnützung des Bolzenquerschnittes ohne bleibende Deformation in den eingreifenden Gewinden, bzw. gewährt durch gleichmässige Lastverteilung die grösste Betriebsicherheit und Lebensdauer, womit den bei höhern spezifischen Inanspruchnahmen sonst unvermeidlichen Ueberdimensionen und Unsicherheiten ein Ende gemacht ist.

Die Solt-Schraube hat sich in allen Fällen ihrer Anwendung hervorragend bewährt.

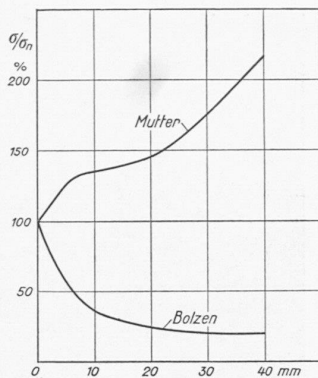


Abb. 9. Verhältnis der Biegespannungen im ersten Gang in Abhängigkeit der Hinterdrehungstiefe.

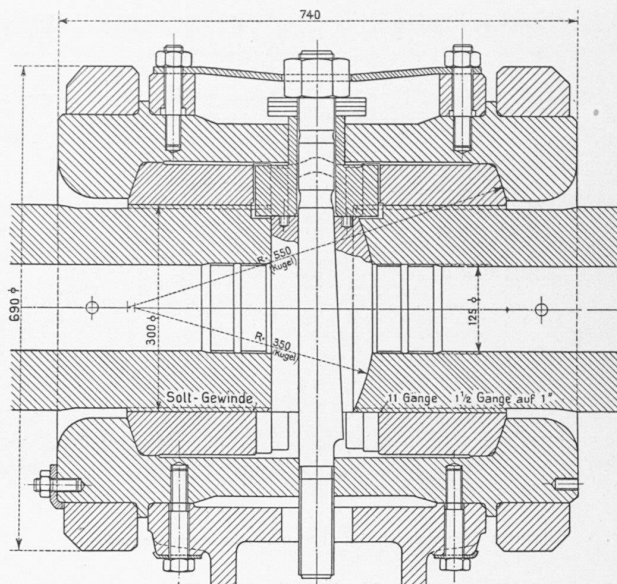


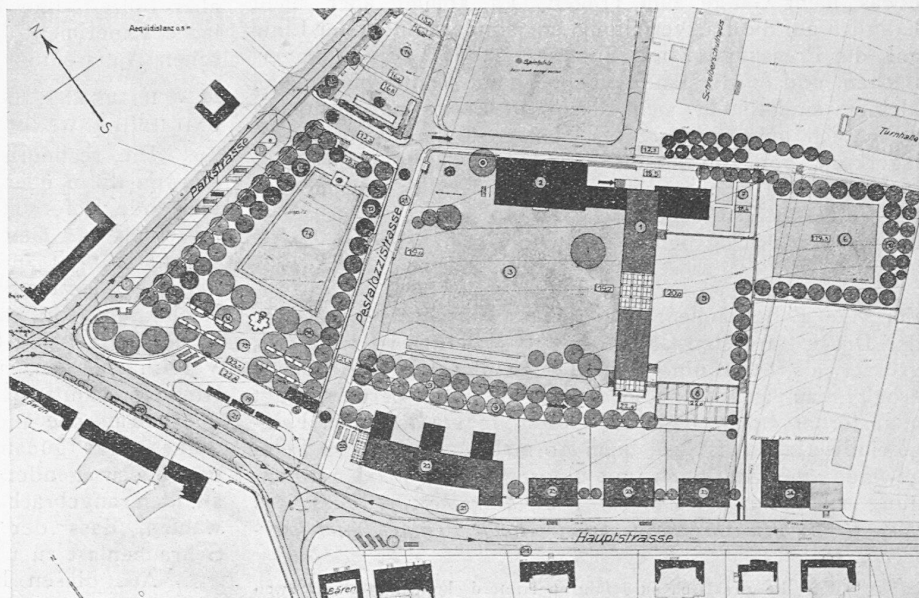
Abb. 7. Kolbenstangen-Kuppelung einer Grossgasmaschine. — 1 : 10.

Die Stromwärmeverluste elektrischer Netze mit schwankender Belastung.

In unserer Arbeit „Der wahrscheinliche Druckverlust unkonstant strömender Flüssigkeiten im Betriebe“ auf Seite 185 dieses Bandes (am 10. Oktober 1931) erwähnten wir unsere frühere Veröffentlichung¹⁾ über die analoge Ermittlung der wahrscheinlichen Stromwärmeverluste elektrischer Netze mit schwankender Belastung; auf diese kommen wir heute aus dem Grunde zurück, weil M. Wolf, Darmstadt, in einem vor kurzem in der „E. T. Z.“ erschienenen Aufsatz²⁾ den von uns gegebenen Zusammenhang zwischen der mittleren Dauer des Maximalwertes der Belastung, d. h. der Grösse T_m in der Bezeichnungsweise des Aufsatzes auf Seite 185 dieses Bandes, und der mittleren Dauer des Maximalwertes der Verluste, d. h. der Grösse T_v so darstellt, wie wenn dieser Zusammenhang entweder als Selbstverständlichkeit aufgefasst oder dann als geistiges Eigentum von M. Wolf betrachtet werden dürfte. Dass jedoch dieser Zusammenhang keine Selbstverständlichkeit ist, zeigen Arbeiten wie jene von E. Eimer (Springer 1914)

¹⁾ Vergl. Seite 19 bis 21 in Heft 100 der „Sammlung Vieweg“.

²⁾ Auf Seite 1267 der „E. T. Z.“ vom 8. Oktober 1931.



III. Preis (1800 Fr.), Entwurf Nr. 31. — Arch. Paul Büchi, Amriswil. — Lageplan 1 : 2500.