

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 76 (1958)
Heft: 10

Artikel: Entwurfsregeln für Schneckengetriebe (Bemerkungen zu einer Schneckennormung)
Autor: Meyer, Max L.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-63939>

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: 28.01.2026

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

pfosten anzubringen, versteht sich eigentlich von selbst, besonders bei Reihenhäusern, bei denen kein Durchlass von Haustür zu Haustür besteht und der Postbote, um von einer zur andern zu gelangen, sich jeweils wieder auf die Strasse zurückbegeben muss.

Bei der Planung von Häusern ganz allgemein und Wohnblöcken im besondern sollte dieser Umstand berücksichtigt werden. Eine Kleinigkeit, gewiss, aber diese Kleinigkeit ist für die Post von Bedeutung und darf keineswegs übersehen werden.

Entwurfsregeln für Schneckengetriebe (Bemerkungen zu einer Schneckennormung)

Von Max L. Meyer, dipl. Ing., B. Sc., Sheffield

DK 621.833.38

Zusammenfassung

Die Normung von Maschinenelementen bezweckt, die Spezialisierung in die nutzvollsten und wirtschaftlichsten Bahnen zu lenken. Das Gebiet der Schneckengetriebe ist ein Beispiel für eine Spezialisierung, die ohne Rücksicht auf die allgemeine technische Entwicklung durchgeführt worden ist. Schneckengetriebe wurden — und werden noch immer — nur für den jeweiligen Fall entworfen, und die Zahl der angefertigten Schneckenradfräser übertrifft schon die Zahl, die für eine ausreichende Normreihe in erster Linie benötigt worden wäre, obwohl die vorhandenen Sätze noch weit davon entfernt sind, das praktische Gebiet systematisch zu erfassen.

Der vorliegende Aufsatz empfiehlt keine besondere, bereits gearbeitete Normreihe von Schnecken. Er will zunächst nur beschreiben, wie sich der Konstrukteur ohne besondere Kenntnis von Verzahnungen in einfacher und sinnvoller Weise aus einer einmal vorhandenen Normenliste das für eine besondere Achsdistanz und Geschwindigkeitsübersetzung passende — und technisch einwandfreie — Getriebe herausuchen kann. Denn von solchen Überlegungen muss eine zweckmässige Normung ausgehen.

Da, wie im vorliegenden Aufsatz erwähnt wird, das geradflankige Normalbezugsprofil für gerad- und schrägverzahnte Stirnräder auch auf Schnecken anwendbar ist, bildet es die natürliche Grundlage für die Gewindeform einer praktischen Schneckenormreihe. Falls die Vorteile der «Profilverschiebung» miteinbezogen werden, kann wenigstens der Achsabstand auch innerhalb der Normung praktisch stufenlos verändert werden.

Die Bestimmung der Abmessungen von Schneckengetrieben mit vorgeschriebener Übersetzung und gegebenem Achsabstand ist in gewisser Hinsicht schwieriger als die Dimensionierung anderer Zahngetriebe, falls bestehende Schneidwerkzeuge benutzt werden sollen. Denn ein Fräser, der Schneckenradzähne im Abwälzverfahren erzeugt, hat einen beschränkteren Anwendungsbereich als ein Abwälzfräser für Stirn- und Schrägzahnäder. Ein einzelner Wälzfräser kann vielerlei Stirn- und Schrägzahnritzel wie -äder erzeugen, aber nur eine Schnecke greift passend in ein Schneckenrad ein, das von einem bestimmten Abwälzfräser erzeugt worden ist.

Jeder wirtschaftliche Zahnradentwurf beruht auf der Verwendung von Normschneidwerkzeugen. Abarten der Stirn- und Schrägzahnäder werden dadurch nicht ernstlich beschränkt; jedoch bestimmen die Hauptmasse einer Schnecke auch jene des zur Erzeugung eines passenden Schneckenrades zu benutzenden Abwälzfrägers. Zwei wichtige Folgerungen ergeben sich:

1. Die Zahl der Abwälzfräser für alle annehmbaren praktischen Bedürfnisse von Schneckengetrieben mit Achsabständen von etwa 75 bis 500 mm ist ungefähr das Hundertfache der für Stirn- und Schrägzahnäder ähnlicher Grössen genügenden Fräser.

2. Sollen die Arten der Schneckenradfräser auf eine Mindestzahl begrenzt werden, so muss die Bestimmung ihrer Abmessungen für den ganzen Bereich praktischer Bedürfnisse als eine in sich geschlossene Gesamtaufgabe behandelt werden. Bisher ist man der allgemeinen Fragestellung vielfach ausgewichen und hat einen neuen Fräser für jeden neu aufkommenden Fall entworfen, ohne sich viel um andere, bestehende Fräser zu kümmern. Daher gibt es jetzt Tausende von verschiedenen Schneckenkonstruktionen, die in einem so schlechten Verhältnis zueinander stehen, dass Hunderte mehr zur Schliessung aller Lücken für mögliche künftige Bedürfnisse nötig sein werden.

Für einen vorgeschriebenen Achsabstand und ein näherungsweise gegebenes Übersetzungsverhältnis vermittelt die gewohnte Rechnungsart leicht die ungefähren Schneckenhauptmasse. Ist kein Wälzfräser für diese Abmessungen vorhanden und kein Normenverzeichnis verfügbar, so schreibt der Konstrukteur natürlich diese Abmessungen vor, und ein weiterer

Abwälzfräser wird angefertigt, der in keiner vernünftigen Beziehung zu bestehenden Fräsern oder zu einem Normsystem steht. Ist hingegen ein umfangreiches Normenverzeichnis zur Hand, so kann der Konstrukteur einfach jene Schnecke auslesen, die den berechneten Massen am nächsten kommt; dank der Anpassungsfähigkeit des Schneckenabwälzverfahrens genügt eine solche Schnecke auch seinem Fall.

Die Schneckenabmasse

Die wichtigen Grundmasse einer Schnecke sind (Bild 1):

1. Kopfdurchmesser (Durchmesser des Schneckenrohrlings) d_s
2. Fussdurchmesser (Schraubenkerndurchmesser) d_f
3. Gangzahl z_1
4. Teilung im Schnitt normal zum Gewinde, ausgedrückt als «normaler Gewindemodul» (siehe auch unten) $t_n/\pi = m_n$
5. Steigung des Schraubengewindes H
6. Drehsinn der Schraube — rechts- oder linksgängig
7. Schraubenbreite (Schneckenlänge) b_1

Hinzuzufügen sind die wesentlichen Abmessungen des zur gegebenen Schnecke passenden Schneckenrades; nämlich

1. Zähnezah z_2
2. Kopfdurchmesser im Mittelschnitt D_t

Im Betrieb ist der Achsabstand a zwischen Schnecke und Schneckenrad gleich der halben Summe von Schneckenkopfdurchmesser und Schneckenradkopfdurchmesser im Mittelschnitt, vermindert um die zu normende Eingriffshöhe h des Schneckengewindes,

$$a = \frac{1}{2} (d_s + D_t) - h.$$

Bei gegebener Schnecke und Radzähnezah z_2 mag der Schneckenradkopfdurchmesser D_t (im Entwurf) innerhalb eines begrenzten Bereiches jeden Wert annehmen. Gerade die Spielfreiheit innerhalb dieses Bereiches ermöglicht es, mittels einer beschränkten Anzahl von Schnecken alle praktischen Bedürfnisse für beliebig gegebene Achsabstände zu befriedigen.

Der für den Durchmesser D_t zulässige Bereich hängt in jedem einzelnen Falle von der Gestalt des Schneckengewindes und der im Schneckenradrohling zu schneidenden Zähnezah ab. Ist z. B. das Bezugsprofil des Schneckengewindes eine geradflankige Planverzahnung mit einem halben Flankenwinkel

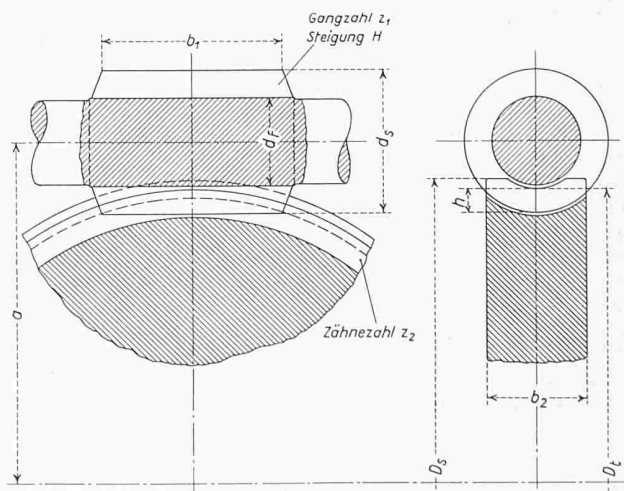


Bild 1

von 20° senkrecht zur Zahnrichtung und einer Eingriffshöhe $h = 2m_n$ ¹⁾, so kann D_t jeden Wert annehmen, der

kleiner ist als $\frac{z_2}{z_1} H + \left(4 - \frac{13}{z_2}\right) m_n$ und

grösser als $\frac{z_2}{z_1} H + \left(4 - \frac{z_2}{13}\right) m_n$ sowohl als $\frac{z_2}{z_1} H$.

Überschreitet D_t die obere Grenze, so neigt das Schneckenradzahnprofil im Mittelschnitt zur Spitzenbildung; unterschreitet D_t die untere Grenze, so droht eine Unterschneidung im Profil.

Der «Teilkreisdurchmesser» ist hier nicht berücksichtigt worden, da er lediglich ein abstrakter Begriff ist, der im Entwurf und in der Herstellung von Schneckengetrieben mit bestehenden Werkzeugen oder mit Normwerkzeugen nicht nötig ist (vgl. die «Schlussbemerkung» dieses Aufsatzes).

Wahl der Schneckenhauptmasse

Im Schneckengetriebe ist die Gleitbewegung der Schraube über die Radzähne unvermeidlicherweise ziemlich gross gegenüber der Bewegung der Zähne in Arbeitsrichtung. Hohe Reibungsverluste treten daher leicht auf. Sie werden bei gegebenem Übersetzungsverhältnis und Raddurchmesser am wirkungsvollsten durch Wahl des möglichst kleinen Schneckenkardurchmessers verringert. Die untere Grenze ist durch die Festigkeit und die Verformung der Schneckenwelle gegeben. Ist der Schraubenkerndurchmesser zu klein, so biegt sich die Welle zu weit aus, was das genaue Zusammenarbeiten von Schnecke und Rad ernstlich stört, oder sie bricht infolge übermässiger Biege- und Scherbeanspruchung. Die Wellendurchbiegung unter voller Betriebslast kann zum Teil etwa dadurch ausgeglichen werden, dass das Rad schon in entsprechender Beziehung zur Schnecke eingebaut wird; jedoch ist dann genau passender Lauf nur unter einer bestimmten Last möglich.

Da sich der kleinste Schneckenkerndurchmesser für eine bestimmte Getriebebelastung nicht streng berechnen lässt, wird sich der Konstrukteur am besten an Leitwerte halten, die einer genauen Untersuchung erfolgreicher Schneckengetriebe für vielerlei Betriebsarten entstammen. Eine solche Untersuchung hat zur Entwurfsformel

$$(1) \quad d_f = a \left(0,1 + \frac{5}{z_2}\right)$$

geführt. Im allgemeinen wird in dieser Formel zunächst versuchsweise für z_2 ein Wert gewählt, der einer annehmbaren Zahl z_1 entspricht und 40 am nächsten kommt, obwohl für gewisse Schwerlastgetriebe Werte bis 25 hinunter nichts aussergewöhnliches sind. Der Schneckenradkopfdurchmesser D_f ist gleich dem doppelten Achsabstand vermindert um den Schneckenkerndurchmesser und das doppelte Kopfspiel der Schneckenradzähne, d. h. D_f ist etwas kleiner als $2a - d_f$.

Am Umfang des Kopfkreises im Mittelschnitt des Rades ist daher die Teilung der Schneckenradzähne ungefähr $(2a - d_f)\pi/z_2$; auf dem Wälzkreis mit der Schnecke ist sie geringer und ungefähr gleich $(2a - d_f)\pi/(z_2 + 3)$. Die axiale Teilung t_a des Schneckenengewindes hat demgemäss ungefähr diesen Wert, und die Steigung ist dann

$$(2) \quad H = z_1 t_a = \pi (2a - d_f) \frac{z_1}{z_2 + 3}.$$

Die Entwurfsaufgabe lautet nun, entweder einen bestehenden Schneckenradabwälzfräser zu finden, der einer Schnecke mit einem Kerndurchmesser vom ungefähren Wert gemäss Gl. (1) und einer Steigung vom ungefähren Wert gemäss Gl. (2) entspricht, oder, falls ein solcher nicht vorhanden ist, aus einer Normenliste eine Normschnecke mit Kerndurchmesser und Steigung ungefähr gemäss den Gleichungen (1) und (2) auszuwählen.

Normschnecken

Das Aufstellen eines Verzeichnisses von Normschnecken erfordert grundsätzlich

1) Durch ein solches Bezugsprofil wird auch der obige «normale Gewindemodul» m_n der Schnecke genau definiert, obwohl ein solcher Wert an sich sinnlos erscheint, solange nicht die Grösse des Zylinders, auf dem er gemessen wird, angegeben oder indirekt angedeutet ist.

1. eine Einteilung in Abschnitte für jede Gangzahl,
2. innerhalb jedes Abschnittes eine Anordnung in steigenden Werten von Kerndurchmesser und Steigung,
3. eine Anordnung, die es dem Konstrukteur gestattet, für jede in der Praxis zu erwartende Verbindung von Achsabstand und Übersetzung eine passende Normschnecke zu ermitteln.
4. Für jede Schnecke die Angabe der Abmessungen, die für ihre Herstellung und für den Entwurf benachbarter, den Schneckenraum begrenzender Teile notwendig sind, d. h. die Angabe der sieben zuvor genannten Masse wie auch des ungefähren Steigungswinkels am mittleren Gewindezylinder. Dieser Winkel kann zur Ausrichtung des Schneidwerkzeuges für das Schneckengetriebe benutzt werden; eine Abweichung von ± 10 Winkelminuten ist zulässig.

Die Gewindeform

Die im Schneckenbau früher gewöhnlich verwendete Gewindeform glich insofern einer Normschraube, als sie im Axialschnitt gerade Flanken aufwies; axiale halbe Flankenwinkel von der Grössenordnung von 20° waren üblich. Eine solche Form bewährt sich gut bei Schnecken mit einem Steigungswinkel unter etwa 10° , gemessen auf dem mittleren Gewindedurchmesser. Hat hingegen die Schnecke einen bedeutend grösseren Steigungswinkel, so ist in einer Ebene parallel zum Axialschnitt der Eingriffswinkel der einen Flankenseite sehr klein und das zugehörige Schneckenradflankenprofil wegen starker Unterschneidung unzulänglich.

Um alle Bedürfnisse zu decken, muss ein Gewindesystem auf Schnecken mit Steigungswinkeln bis mindestens 45° , gemessen auf mittlerem Gewindedurchmesser, anwendbar sein. Das bei weitem beste System beruht auf der als Evolventenschraubenrad ausgebildeten Schnecke mit Gewindegängen, deren Bezugsprofil eine Normplanverzahnung von gegebenem Normmodul m_n senkrecht zur Zahnrichtung ist. Die Bezugsplanverzahnung der genormten Stirn- und Schrägzahnräder eignet sich gut für diesen Zweck, genau so wie sie sich für das unendlich grosse Planrad eignet, das als Bezugsverzahnung für ein System von Kegelrädern dient.

Ein solches Schneckenormsystem ist nicht nur folgerichtig, sondern sichert auch die weitestgehende Ausnutzung von Normschneidwerkzeugen. Schneckengetriebe mit grossen Steigungswinkeln können im Abwälzverfahren erzeugt werden, und ein auf der vorgeschlagenen Grundlage nach praktischen Gesichtspunkten aufgebautes Gewindesystem lässt die Verwendung bestehender Normwälzfräser zu.

Das Evolventenschraubengewinde kann mit einer Flachscheibe einseitig oder mit einer Profilscheibe beidflankig genau so leicht wie jedes andere Schraubengewinde geschliffen werden. Profilfehler können an einem an die Stelle der geradlinigen Gewindeerzeugenden gehaltenen Setzlineal in einfacher Weise gemessen werden. Ist der Steigungswinkel klein, so kreuzt die erzeugende Gerade die Schneckenaxe in nur geringem Abstand und die Gewindeform ist im Axialschnitt nahezu geradlinig.

Die Normmodulreihe

In einem vernünftigen Schneckenormsystem wird die Reihe der «normalen Gewindemodule» (d. h. der normalen Module der Bezugsplanverzahnung) offensichtlich auch die schon genormten Module der Stirn- und Schrägzahnräder enthalten. Wie eine eingehende Untersuchung ergeben hat, darf in einem alle praktischen Erfordernisse befriedigenden System der Schritt von einem Modul zum nächsten nicht grösser als etwa 6% sein. Folglich muss die volle Modulreihe der Normschnecken im Bereich von 9,5 bis 19 mm alle Zwischenwerte in Abständen von 0,5 mm aufweisen; von 5 bis 9,5 mm Modul darf der Abstand nur 0,25 mm betragen, und von 19 mm aufwärts genügen Schritte von 1 mm.

Die axiale Teilung

Es wäre unzweckmässig, Normzahlen für die Schneckenaxialteilung aufzustellen, da diese nicht vom Schneidwerkzeug, sondern nur von der Einstellung der Maschine für die gewünschte, als Produkt von Gangzahl und Axialteilung sich ergebende Steigung bestimmt wird. Nichtsdestoweniger kann die Wahl der Wechselräder für den die Steigung erzeugenden Vorschub der Maschine dadurch vereinfacht werden, dass nur ganzzahlige Vielfache (ausschliesslich aller Primzahlen über

100) von 0,1 mm als Axialteilungen benutzt werden. Dies ist insofern ohne jegliche Beschränkung in der Auswahl der normalen Modulwerte m_n möglich, als die Axialteilung für jede Kombination von Gangzahl, normalem Modul und Schnecken-durchmesser alle Werte innerhalb eines Bereiches von mindestens 5 % annehmen kann.

Einzelheiten eines vollständigen Systems von Normschnecken auf der beschriebenen Grundlage (Eingriffswinkel 20° normal zum Gewinde, Eingriffshöhe $2m_n$) sind für Gangzahlen von 1 bis 10, Normalmodule m_n von 10 bis 19 mm sowie für verschiedene Kerndurchmesser bei jeder Gangzahl und jedem Modulwert (mit geometrisch ähnlich fortgesetzten Modulreihen ausserhalb dieses Bereiches) ausgearbeitet worden. Das System erfüllt alle Handelsanforderungen, wie sie sich aus einer Prüfung einer sehr grossen Anzahl von Schneckenkonstruktionen der letzten 25 Jahre ergeben haben.

Bei Schnecken mit bestimmter Gangzahl und bestimmtem Verhältnis von Durchmesser zu normalem Modul ergeben sich Gewinde von unerwünscht geringer Kopfdicke. Um eine Mindestkopfdicke von $0,3 m_n$ zu wahren, werden solche Schnecken um ein genormtes Vielfaches des normalen Moduls «geköpft», so dass die Eingriffshöhe ungefähr $1,85 m_n$ wird. Dies ist nur bei ungefähr einem Zwanzigstel aller Normschnecken nötig und bereitet keine Schwierigkeiten in Entwurf, Herstellung oder Betrieb.

Wo es die allgemeinen Abmessungen erlauben, Schnecken-gewinde im Abwälzverfahren herzustellen, ergibt sich ein weiterer Vorteil aus der Möglichkeit, bestehende Normwälzfräser zu benutzen, und wo das Abwälzfräsen auf vorhandenen Werkzeugmaschinen unmöglich ist, wie bei Schnecken geringer Steigungswinkel, kann doch noch kein Einwand gegen die Evolventenschraubenform erhoben werden. Denn sie kann ebenso leicht hergestellt werden wie jede andere Gewindeform, gleichgültig, welches Verfahren auch immer zur Anwendung gelangt.

Es ist offensichtlich, dass eine für Stirn- und Schräg-zahn-räder bereits genormte Zahnform, die auf Schnecken-gewinde übertragbar ist, auch für diese als Norm angenommen werden sollte.

Schraubenräder mit gekreuzten Achsen

Schnecken, die so genormt sind, dass sie eigentlich Schräg-zahn-räder mit Normmodul und Normprofil darstellen, bieten den zusätzlichen Vorteil, dass sie auch zu anderen Norm-schräg-zahn-rädern passen und mit ihnen gekreuzte Schraubenrad-getriebe bilden können. Ist ein solches Schraubenrad-getriebe einmal eingelaufen, so überträgt es viel grössere Kräfte, als im allgemeinen angenommen wird; es kann daher oft selbst dort verwendet werden, wo Schnecken-getriebe an sich unentbehrlich erscheinen.

Der Durchmesser eines Schneckenradabwälzfräasers vermindert sich beim Nachschleifen, so dass der Fräser nur während eines kleinen Teiles seiner gesamten Lebensdauer einer Normschnecke entspricht. Folglich ist der mit der Schnecke in Berührung kommende Teil der Gesamtflankenoberfläche des Schneckenradzahnes oft viel kleiner als das zuweilen vorgeschriebene anfängliche Mindestmass von 40 %. Während des Einlaufens erweitert sich diese Berührungsfläche meist, es sei denn, dass der anfängliche kleine Teil bereits zur Uebertragung der nötigen Kräfte genügt.

Allgemein bewirkt das Einlaufen eines Schraubenrad-getriebes mit gekreuzten Achsen, dass die Laufflächen auf den Zähnen des weichen Rades sich allmählich zu genau der Form erweitern, die die Laufflächen eines zum härteren Schraubenrade passenden Schneckenrades haben würden. Zumindest für leichtere Nutzlasten könnte man daher ein Schraubenrad anstelle eines Schneckenrades verwenden (mit erheblichen Ersparnissen an Werkzeug- und Herstellungskosten) und auf selbsttätige Umwandlung des Schraubenrades ins Schneckenrad unter wachsender Belastbarkeit rechnen, vorausgesetzt, dass die Nutzlast im Betriebe nach und nach gesteigert werden kann.

Zur vollen Ausnutzung dieser Möglichkeit muss das grössere Schraubenrad (das sich bildende Schneckenrad) mit einem genormten Schraubenradabwälzfräser verzahnt werden können und die Zahnform (Gewindeform) des zugehörigen kleineren Schraubenrades (der Schnecke) einer genormten Bezugsplanverzahnung mit genormtem Normalmodul entsprechen. Beide Bedingungen legen dem aufzustellenden Normsystem von Schneckengetrieben keine unerwünschten Be-

schränkungen auf. So bietet die Annahme eines Evolventen-schraubensystems auch in dieser Hinsicht einen Vorteil gegenüber jedem anderen System und immer noch keinen Nachteil.

Verwendung bestehender Abwälzfräser

Selbst nach Aufstellung eines folgerichtigen Normsystems von Schneckengetrieben mag es vorkommen, dass ein geeignetes Schneckenrad mit einem bestehenden ungenormten Abwälzfräser verzahnt werden kann und dass, obgleich eine zutreffende Schnecke genormt ist, der zugehörige Normwälzfräser noch fehlt. Man muss dann prüfen, ob ein ungenormtes, d. h. zu keiner Normschnecke passendes Schneckenrad mit dem bestehenden Fräser hergestellt oder ein Normwälzfräser neu angefertigt werden soll, so dass Schnecke sowohl wie Schneckenrad den Normen entsprechen.

Werden nur wenige Räder hergestellt und brauchen sie später nicht vervielfältigt zu werden, so ist die Verwendung des ungenormten Fräasers angemessen. Eine ungenormte Getriebekonstruktion ist jedoch ganz besonders unerwünscht, wenn die zu fertigende Anzahl schliesslich solche Ausmasse annimmt, dass der Wälzfräser verbraucht wird und wiederholt angefertigt werden muss, bevor der Auftrag erledigt ist. Wird ein neuer Abwälzfräser überhaupt gebraucht, so ist es augenscheinlich vorzuziehen, einen genormten und deshalb in viel weiterem Bereiche nutzbaren Abwälzfräser herzustellen.

Entwurfsregeln für den Nichtfachmann

Wir sind der Meinung, dass aus der Fülle der Erfahrungen im Gebrauch von Zahngetrieben einige einfache und sichere Regeln für ihren Entwurf abgeleitet werden können; zumindest sollte der Versuch dazu von jemandem unternommen werden, der genügend Kenntnisse und Erfahrungen in den technischen Problemen hat. Ein Anfang sei gemacht. Das Zahlenbeispiel wird zeigen, dass für eine gegebene Aufgabe die Wahl einer Normschnecke und die Berechnung der für die Herstellung benötigten Getriebeabmessungen leicht durchführbar sind.

Beim vorgeschlagenen System sind absichtlich alle jene abstrakten Begriffe ausgeschlossen worden, die zum Ausuchen der Hauptdaten des am besten geeigneten Schneckengetriebes aus einer Normschneckenliste nicht nötig sind. Einzelheiten, die für die Herstellung und Kontrolle der Verzahnungsgetriebe benötigt werden, können von den in der Normschneckenliste gegebenen Dimensionen und der Normbezugsverzahnung des jeweiligen Schnecken-gewindes nach bekannten geometrischen Grundsätzen abgeleitet werden. Der ein Normschneckengetriebe benutzende Konstrukteur braucht jedoch nur das Normkennzeichen, die Aussendurchmesser, Breiten und Zähnezahlen seiner «Räder».

Wahl der Abmessungen eines Schneckengetriebes

Gegeben: Achsabstand a und ungefähres Uebersetzungsverhältnis $i \pm 3\%$.

- Man wähle:
 z_1 = ganze Zahl nahe bei 40/ i ,
 z_2 = ganze Zahl nahe bei iz_1 , jedoch wenn möglich ohne gemeinsames Vielfaches mit z_1 . (Falls es sich um ein besonderes Schwerlastgetriebe handelt, wähle z_1 kleiner, etwa bis 25/ i hinunter.)
- Der ungefähre Schneckenkerndurchmesser ist

$$d_f = a \left(0,1 + \frac{5}{z_2} \right)$$
oder, wenn $i < 6$

$$d_f = \frac{a}{1+i} (2 - 0,08 i)$$
- Die ungefähre Schneckensteigung ist

$$H = \pi (2a - d_f) \frac{z_1}{z_2 + 3}$$
- Aus der Normreihe (oder einer anderen Liste) wähle eine Schnecke mit Kerndurchmesser und Steigung ungefähr gleich den berechneten Werten. Es sei H_1 die Steigung dieser Schnecke, d_s ihr Aussendurchmesser, h die Eingriffshöhe ihres Gewindes ($= 2m_n$ oder ähnlich).
- Der Schneckenradkopfdurchmesser im Mittelschnitt ist

$$D_t = 2a - d_s + 2h$$

6. Schliessen die ungefähren Grenzen

$$\frac{\pi z_1}{H_1} (D_t - 0,5h) > z_2 > \frac{\pi z_1}{H_1} (D_t - 1,8h)$$

einen annehmbaren Wert z_2 ein, so mag die betreffende Schnecke versuchsweise in Rechnung gestellt werden; wenn nicht, so muss eine andere ausgesucht werden.

7. Der unter 5. berechnete Wert D_t muss grösser sein als $z_2/z_1 \cdot H_1\pi$ und als $z_2/z_1 \cdot H_1\pi + (4 - z_2/13) \cdot h/2$, jedoch kleiner als $z_2/z_1 \cdot H_1\pi + (4 - 13/z_2) \cdot h/2$. Sind diese Bedingungen nicht erfüllt, so muss ein anderer Wert z_2 ausgesucht werden; befriedigt dieser auch nicht, so ist eine andere Schnecke zu wählen.

8. Die Nachrechnung ergibt

$$a = \frac{1}{2} (d_s + D_t) - h$$

Kleine Abweichungen können hier durch Aenderung des Wertes D_t ausgeglichen werden.

9. Der Aussendurchmesser des Schneckenrades ist

$$D_s = D_t + 0,8h$$

10. Der Kehlradius des Schneckenradrohlings ist

$$R_k = a - \frac{1}{2} D_t$$

11. Die erwünschte Mindestlänge der Schnecke ist $b_1 = 4 \frac{H_1}{z_1}$ (= Vierfaches der axialen Schneckenteilung).

12. Die grösste nutzbare Schneckenradbreite ist

$$b_2 = 1,8 \sqrt{h(d_s - 0,8h)}$$

Zahlenbeispiel (Abmessungen in mm).

Gegeben:

$$a = 300, i = 9,5.$$

1. Man wähle:

$$z_1 = \infty \frac{40}{9,5} = 4$$

$$z_2 = 4 \cdot 9,5 = 38,$$

jedoch besser 39 zur Vermeidung des gemeinsamen Vielfachen 2.

2. Schneckenkerndurchmesser $d_f = 30 + 1500/39 = 68,5$.

3. Steigung $H = (600 - 68,5) \cdot 4\pi/42 = 159$.

4. Tabelle 1 mag als vorläufiges Beispiel für einen Teil der Normreihe von viergängigen Schnecken mit Gewindeeingriffshöhe $h = 2m_n$ gelten.¹⁾

¹⁾ Der gegebene Tabellenauszug deckt nur den hier benötigten praktischen Bereich und dient lediglich dem angeführten Zahlenbeispiel. Es wird weder diese noch eine andere Liste als Norm empfohlen. Daher ist auch keine Ableitung ihrer Daten gegeben, doch sei angesichts der scheinbar gesetzlos sprunghaften, jedoch nach streng praktischen Gesichtspunkten ausgesuchten Intervalle auf Folgendes hingewiesen: Zugrunde liegt der zu normende Normalmodul m_n , für den aus oben erwähnten Gründen die Ziffern 9,5; 10; 10,5; ...; 19 gewählt wurden. Der Maschinenkonstrukteur sucht jedoch in erster Linie nach passenden Werten für H_1 und d_f ; die Liste ist daher in aufsteigenden Werten von H_1 niedergeschrieben, wodurch unregelmässige Sprünge in m_n unvermeidbar werden. H_1 und d_f sind so kombiniert, dass die Schnecken den ganzen praktischen Bereich der Achsabstände und Übersetzungen praktisch stufenlos und doch mit nur geringer Ueberdeckung erfüllen. Ausserdem sind zur bequemeren Wahl und geringeren Zahl der Wechselräder in der Schneckenherstellung niedrige Primzahlen in der Axialteilung angestrebt worden (s. den Abschnitt «Die axiale Teilung»). Für eine Gangzahl 4 vgl. z. B.

$$158,4 = 4 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot \frac{11}{10} \quad \text{mit} \quad 158 = 4 \cdot 5 \cdot \frac{79}{10}$$

oder auch

$$163,2 = 4 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot \frac{17}{10} \quad \text{mit} \quad 164 = 4 \cdot 5 \cdot \frac{41}{10}$$

usw. d_s ergibt sich aus d_f , h und dem mit etwa 3 mm angesetzten Grundspiel. Der «Steigungswinkel» ist streng genommen überflüssig und nur als Anhalt für den zu erwartenden Wirkungsgrad beigelegt; er bestimmt den Einstellwinkel des Schneckenfräasers und dafür ist eine Toleranz von ± 10 Winkelminuten gut genug. Es ist wohl möglich, eine ähnliche, mehr nach geometrischen Reihen ausgerichtete Tabelle auszuarbeiten. Doch soll hier nur gezeigt werden, dass praktische Gesichtspunkte grundsätzlich wichtiger sind als eine erst in zweiter Linie anzustrebende Regelmässigkeit. Diese Gesichtspunkte sind Stufenlosigkeit und damit Ausschluss jeder Möglichkeit ungenormter Getriebe, Einfachheit für den Benutzer und Wirtschaftlichkeit der Herstellung.

Tabelle 1

Steigung	Kern- durch- messer	Aussen- durch- messer	Normaler Gewinde- modul	Ungefäher Steigungs- winkel am mittleren Gewinde- kreis
H_1	d_f	d_s	m_n	
152	57	102	10	31° 20'
154	90	140	11	23° 0'
156	109	161	11,5	19° 30'
158,4	77	127	11	26° 15'
160	61	108	10	31° 0'
160	95	147	11,5	22° 50'
163,2	114	168	12	20° 15'
165,6	81	133	11,5	26° 10'

Aus ihr wählen wir die Schnecke:

$$H_1 = 158,4; d_f = 77; d_s = 127; m_n = 11 \quad (h = 22).$$

5. Kopfdurchmesser des Rades

$$D_t = 2 \cdot 300 - 127 + 2 \cdot 22 = 517.$$

6. Grenzwerte für z_2 :

$$\frac{4\pi}{158,4} (517 - 0,5 \cdot 22) = 40$$

$$\frac{4\pi}{158,4} (517 - 1,8 \cdot 22) = 37,8$$

Die Schnecke kann daher mit $z_2 = 39$ eingesetzt werden.

7. Untere Grenzen für D_t :

$$\frac{39}{4} \cdot \frac{158,4}{\pi} = 492$$

$$\frac{39}{4} \cdot \frac{158,4}{\pi} + \left(4 - \frac{39}{13}\right) \cdot \frac{22}{2} = 502$$

obere Grenze:

$$\frac{39}{4} \cdot \frac{158,4}{\pi} + \left(4 - \frac{13}{39}\right) \cdot \frac{22}{2} = 531$$

Folglich ist $D_t = 517$ annehmbar.

8. Die Nachrechnung ergibt

$$a = \frac{1}{2} (127 + 517) - 22 = 300$$

9. Aussendurchmesser des Rades

$$D_s = 517 + 0,8 \cdot 22 = 535.$$

10. Kehlradius des Radrohlings

$$R_k = 300 - \frac{517}{2} = 41,5$$

11. Mindestlänge der Schnecke $b_1 = 4 \cdot \frac{158,4}{4}$, also etwa 160.

12. Schneckenradbreite $b_2 = 1,8 \sqrt{22(127 - 0,8 \cdot 22)} = 88$

Schlussbemerkungen

Das hier beschriebene Entwurfssystem ist durch Beschränkung auf das Wesentliche und durch Auslassung jedes überflüssigen Begriffes auf das Einfachste zurückgeführt. Begriffe wie «Teilkreis», «Teilkreisdurchmesser» sind dabei nicht erwähnt worden. Es ist ja bekannt, dass ein genormtes Evolventenstirnrad für sich allein betrachtet zwar einen theoretisch eindeutigen Grundkreis besitzt, dass aber die Definition des Teilkreises einer «profilverschobenen» Verzahnung schon in verschiedener Weise gedeutet werden kann und dass bei der Herstellung und beim Einbau *genormter* Räder, die auf den beabsichtigten Achsabstand hin verzahnt worden sind, der Teilkreis *praktisch* nicht in Erscheinung zu treten braucht (obgleich er theoretisch jederzeit und nach jeder Definition aus den praktischen Daten berechnet werden kann).

Dass für ein Schneckengetriebe mit Evolventenverzahnung dasselbe gilt, mag die folgende Aufzählung der notwendig gefundenen praktischen Herstellungs- und Kontrollvorgänge aufzeigen:

Schnecke

1. Drehen des Rohlings und Kontrolle von d_s .
2. Auswahl eines genormten Werkzeuges zum Schneiden des Gewindes, z. B. im Wälz- oder Formfräsverfahren.
3. Einstellung der Verzahnungsmaschine zum Schneiden einer Schraube mit der gegebenen Steigung H .

4. Einsinken des Werkzeuges in den Rohling bis zur vollen genormten Gewindetiefe beim Schneiden der Schraube.
5. Kontrolle der Gewindetiefe und der Gewinde- («Zahn»-)dicke in einem vorgeschriebenen radialen Abstand vom Hüllzylinder (d_s), z. B. auf mittlerem Gewinde- oder mittlerem Eingriffszylinder. Hierzu muss die zu messende Sehnslänge zusammen mit dem radialen Abstand des Sehnmittelpunktes vom Hüllzylinder gegeben sein.
6. Kontrolle der Flankenform, wozu der Grundkreisdurchmesser d_0 nützlich ist,

$$d_0 = \frac{H m_n \cos 20^\circ}{\sqrt{\left(\frac{H}{z_1}\right)^2 - (\pi m_n \cos 20^\circ)^2}}$$

Schneckenrad

1. Drehen des Rohlings mit den errechneten Massen; Kontrolle.
2. Verzahnung mittels eines Wälzfräasers, dessen Form der Schnecke entspricht, in einem Achsabstand gleich dem beabsichtigten Betriebsachsabstand.
3. Kontrolle durch Probeumdrehung mit Meisterschnecke.

Auch hier wird also der «Teilkreis» praktisch nicht benötigt, und auch hier ist, sobald «Profilverschiebungen» ins Auge gefasst werden, seine Definition mehrdeutig. Es ist also am besten, ihn gar nicht zu erwähnen. Dies ist sicher eine überraschende Schlussfolgerung für viele Fachmänner, die den Teilkreis als grundlegende Verzahnungsgrösse betrachten. Jedoch sollte ein Normvorschlag von vornherein Entwurf, Herstellung und Gebrauch in einfachster Weise ermöglichen, wie dies hier gezeigt wurde. Es ist dann zu hoffen, dass man den Teilkreis nur noch als eine Grösse für ungenormte, d. h. möglichst zu vermeidende, nicht völlig auf der Evolvente beruhende Zahnformen benötigt.

Auch die «Profilverschiebung» und ihr Faktor sind in der vorgeschlagenen Methode nicht erwähnt. Die Entwurfsberechnung schliesst die mechanischen Bedingungen der Spitzenbildung einerseits, der Unterschneidung andererseits mit einem guten Sicherheitszuschlag aus, und die notwendige Anpassungsfähigkeit an beliebig vorgeschriebene Bedingungen ist in dem als Beispiel angeführten System dadurch gewahrt worden, dass die in einem gegebenen Schneckenradrohling zu schneidende Zähnezahln mehrere Werte (gewöhnlich drei) haben kann. Zwar wird manchmal behauptet, dass selbst innerhalb des möglichen «Verschiebungs»bereiches gewisse optimale Bedingungen vorzuziehen seien, doch ist dies in der Praxis kaum aufweisbar.

Schneckenradzähne sind wegen der Kehlrundung am Fusse ausserordentlich kräftig und brechen im Betrieb nur infolge von Materialfehlern. Wie die Nachrechnung der geometrischen Verhältnisse zeigt, ändert sich ferner die Belastungsfähigkeit von Radrohlungen derselben Grösse kaum mit der erlaubten Aenderung ihrer Zähnezahln, und der Unterschied kann praktisch gar nicht definitiv nachgewiesen werden. Obgleich also durch Verschärfung der hier gegebenen Grenzen für D_t (und somit durch Erhöhung der benötigten Normschneckenzahln gegenüber der Liste) der erlaubte Verschiebungsfaktor weiter begrenzt werden könnte, ohne dass das Prinzip der Entwurfsmethode sich ändern muss, so rechtfertigt doch der vielleicht mögliche Vorteil in der Meinung des Autors nicht die Nachteile einer grösseren Normschneckenzahln oder gar einer nicht stufenlosen Normung. Ueberdies bietet ja die Verringerung der Zähnezahln für hochbelastete Getriebe einen anderen Ausweg innerhalb der Normung.

Adresse des Verfassers: M. L. Meyer, University of Sheffield, Post Graduate Department of Applied Mechanics, St. George's Square, Sheffield.

Nekrologe

† Hans Eggenberger, dipl. Ing., Dr. h. c., gewesener Oberingenieur für Bahnbau und Kraftwerke bei der Generaldirektion der SBB, ist am 26. Januar nach einem erfüllten Leben gestorben. Er lebte seit bald 15 Jahren im Ruhestand, wurde aber als ein weit über die Landesgrenzen hinaus anerkannter Fachmann immer wieder bis in die allerletzte Zeit bei zahlreichen Kraftwerkbauten oder Fragen der Bahnelektrifizierung als Experte beigezogen. Auch begegnete man ihm oft an

nationalen und internationalen Tagungen und Konferenzen, an denen er früher wiederholt mit Auszeichnung als Berichterstatter für unser Land teilgenommen hatte. Bis zu seinem Hinschied gehörte er der wissenschaftlichen Kommission des Schweizerischen Nationalkomitees für grosse Talsperren als Vizepräsident an.

Hans Eggenberger wurde am 16. August 1878 als Sohn des Bezirksammanns des Bezirkes Werdenberg in Wildhaus geboren. Er besuchte in seiner Heimatgemeinde Grabs die Elementarschule, durchlief die Kantonsschule in St. Gallen und absolvierte in den Jahren 1900 bis 1904 die Ingenieurschule des Eidg. Polytechnikums in Zürich, die er mit dem Diplom verliess. Nach mehrjähriger Praxis im Büro Kürsteiner, St. Gallen, und bei der Bauleitung des Elektrizitätswerkes Refrain am Doubs trat Eggenberger am 1. April 1909 in die Dienste der Schweizerischen Bundesbahnen, wo er sich mit der Elektrifizierung ihrer Linien zu befassen hatte. Schon im Jahre 1912 wurde er zum Stellvertreter des Oberingenieurs für die Elektrifikation ernannt, womit er erster Mitarbeiter des damaligen Oberingenieurs Dr. h. c. Emil Huber-Stockar wurde. Nach dessen Weggang im Jahre 1925 wählte der Verwaltungsrat der SBB Eggenberger zum Oberingenieur der Abteilung für Elektrifikation und elektrische Anlagen (die am 1. Januar 1939 mit der Abteilung für Bahnbau zur Abteilung für Bahnbau und Kraftwerke zusammengelegt wurde). Bis zu seiner Pensionierung im Jahre 1943 leitete unser Freund die grosse Abteilung mit überlegener Ruhe und Sicherheit. Er verstand es, ohne viel Worte und besonderen Aufwand ein gutes Arbeitsklima zu schaffen und die richtigen Leute an den richtigen Platz zu stellen. Seine Mitarbeiter schätzten seine rasche, klare Beurteilung einer Sachlage, den treffenden, kurzen und bündigen Ausdruck in Wort und Schrift; er war ihnen ein guter Chef, für den sie gerne ihr Bestes gaben. Nicht weniger beliebt war er um seiner kollegialen Gesinnung willen in S. I. A. und G. E. P.

Das Lebenswerk des Verstorbenen bleibt für immer mit der Entwicklung und Weiterführung der Elektrifikation der Bundesbahnen in den Jahren 1909 bis 1943 verbunden. Der erfolgreiche Bau der Kraftwerke Ritom, Amsteg, Barberine und Vernayaz war eine Pionierleistung, die durch die spätere Beteiligung an der Oberbauleitung bei den Kraftwerken Etzel und Rapperswil-Auenstein noch erhöht wurde. Er hatte die Genugtuung, namentlich während der Kohlennot des Zweiten Weltkrieges zu erleben, wie bedeutungsvoll für die Wirtschaft und auch für die politische Unabhängigkeit des Landes der Entschluss zur rechtzeitigen Umstellung fast aller SBB-Linien auf die elektrische Traktion war. In Würdigung seiner Verdienste um die Heranziehung der Wasserkraft zur Elektrifikation der SBB verlieh ihm im Jahre 1937 die Eidg. Technische Hochschule in Zürich die Würde eines Doktors der technischen Wissenschaften ehrenhalber.

Die Schweizerischen Bundesbahnen und der Kraftwerkbau unseres Landes schulden dem Verstorbenen grossen Dank, und alle, die Dr. Eggenberger näher standen, werden dem hervorragenden Ingenieur und charaktervollen, gütigen Menschen ein gutes Andenken bewahren.



H. EGGENBERGER

Dr. h. c., dipl. Ing.

1878

1958

Mitteilungen

Eidg. Technische Hochschule. Prof. Dr. Otto Jaag ist mit dem Doktor-Ingenieur ehrenhalber der Techn. Hochschule Stuttgart ausgezeichnet worden. — Der Bundesrat hat in Würdigung ihrer dem Unterricht an der ETH geleisteten Dienste den Titel eines Professors verliehen: Dr. Wilfried Epprecht, von Zürich, Privatdozent für das Gebiet der Kristallstrukturlehre, der Kristallstrukturbestimmung und der Materialprüf-