### III. Die Ganghöhe oder Gewindesteigung.

Der parallel zur geometrischen Schraubenachse gemessene Abstand ein und derselben Gewindekante ist die Steigung $s$ oder die Ganghöhe.

An derselben Schraube wird bei gleicher Steigung der Steigungswinkel am kleinsten für die am äusseren Umfang befindlichen Gewindekanten, während derselbe für die am Bolzenkern angesetzten Gewindetheile am grössten wird. Weil aber die Abwickelung einer cylindrischen Schraube ein rechtwinkeliges Dreieck ist, dessen Seitenverhältniss die trigonometrische Tangente des Steigungswinkels $\delta$ ist, und weil ferner in diese Dreiecksseiten die Bewegungsrichtungen für die Last $Q$ und die Kraft $P$ fallen, bezieh. diese die Wegstrecken derselben bestimmen, so wird nach dem Beharrungsgesetz

$$O = Q \,.\, s - P \,.\, \pi d$$

oder

$$P \,.\, \pi d = Q \,.\, s$$

bezieh.

$$\frac{P}{Q} = \frac{s}{\pi d}$$

die mittlere geometrische Uebersetzung sein.

Ist daher $d = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$ der mittlere Gewindedurchmesser, so wird $tg\,\delta = \frac{s}{\pi d} = \frac{P}{Q}$ auch die trigonometrische Tangente des mittleren Steigungswinkels $\delta$ sein.

Wäre ferner das Verhältniss $\frac{d}{s} = i$ stets gleich, so hätten auch sämmtliche Schrauben des betreffenden Systems die gleiche geometrische Kraftübersetzung.

Die Steigung $s = \frac{d}{i}$ bestimmt auch zugleich die Anzahl der Gewindegänge $i$, welche auf den mittleren Gewindedurchmesser $d$ gehen. Zur Vereinfachung der Messung ist diese Gewindezahl $i$ auf den äusseren Gewindedurchmesser $d_1$ bezieh. auf das Grundmaass bezogen worden.

Ursprünglich hatte *Whitworth* (Fig. 7) die Anzahl $a$ der Gewindegänge auf die Länge von 1 Zoll englisch wie folgt angegeben:

$$a = 20 \quad 18 \quad 16 \quad 14 \quad 12 \quad 12 \quad 11$$

für $d_1 = {}^1/_4 \quad {}^5/_{16} \quad {}^3/_8 \quad {}^7/_{16} \quad {}^1/_2 \quad {}^9/_{16} \quad {}^5/_8$

während *Sellers* (Fig. 2) für $d_1 = {}^1/_2$ Zoll, $a = 13$ angenommen hat. Demgemäss gehen auf die Länge von acht Durchmessern ($8\,d_1$)

$x = 8 \,.\, i =$ 40 45 48 49 48
(52)[3] 54 55 60 63
64 63 70 66 72 Gänge

für Schrauben

$d_1 = {}^1/_4$ bis einschliesslich $1\,{}^1/_2$ Zoll engl.

Auf die Länge eines Durchmessers $d_1$ werden daher $d_1 = (i\,.\,s)$ bezieh. $d_1 = (5{,}0\,.\,s)$; $(5{,}625\,.\,s)$; $(6{,}0\,.\,s)$ … $(8\,.\,s)$ bis $(9\,.\,s)$, also wegen Veränderlichkeit der Gangzahl $i$ auch verschiedene Steigungen $s$ entfallen.

Beim neuen deutschen Normalgewinde (Fig. 8) wird die Steigung $s = 0{,}4 + 0{,}1\,d_1$ gemacht.

Nur für die Schraubengrössen $d_1 = 22$ und $d_1 = 26$ ist ausnahmsweise statt $s = 2{,}6$ bezieh. $s = 3{,}0$, wie es die Rechnung ergibt, $s = 2{,}8$ bezieh. $s = 3{,}2$ mm festgestellt worden. (Vgl. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1893 Bd. 37 Nr. 46 * S. 1440.)

[3] Bei *Sellers* $d_1 = {}^1/_2$-Zollschraube.

Bei den älteren Vorschlägen von *Delisle*, *Saarbrückener Bezirksverein*, *Reuleaux* waren Gruppenformeln aufgestellt gewesen, z. B. Saarbrücken:

| | |
|---|---|
| für $d_1 = 6$ bis 8 | $s = 0{,}2\,(d_1 - 1)$ |
| $d_1 = 8$ „ 26 | $s = 0{,}6 + 0{,}1\,d_1$ |
| $d_1 = 28$ „ 40 | $s = 0{,}8 + 0{,}1\,d_1$ |
| $d_1 = 40$ „ 80 mm | $s = 1{,}8 + 0{,}075\,d_1$. |

Ebenso bestimmt *Polonceau* (Fig. 10) für Schrauben die Steigung

$d_1 = 4$ bis 10; $s = 0{,}25 + 0{,}125\,d_1$
$d_1 = 10$ „ 30; $s = 0{,}5 + 0{,}1\,d_1$
$d_1 = 30$ „ 80; $s = 0{,}1\,d_1$.

Bei den Schrauben der französischen Artillerie (Fig. 9) wird für

$d_1 = 4$ bis 20; $s = 0{,}125\,d_1$
$d_1 = 20$ „ 45; $s = 0{,}5 + 0{,}1\,d_1$
$d_1 = 45$ „ 75; $s = 2{,}75 + 0{,}05\,d_1$

die Steigung berechnet.

Bei *Heilmann, Ducommun und Steinlen* (Fig. 4) wird die Steigung auf $s = 1 + 0{,}08\,d$ bezogen.

Die Feinmechanikerschrauben von *Ganz* sind mit Rücksicht darauf geordnet, dass die Hauptschneidbohrer auf einer Drehbank mit englischer Leitspindel geschnitten werden sollen. Es wird daher $a\,.\,s = 25{,}3995 =$ Constante bezieh. $s = \frac{25{,}3995}{a}$ die Steigung in Millimetern sein, während $s$ annähernd einer Beziehung $s = 0{,}154 + 0{,}1\,d_1$ entsprechen sollte.

*Feinmechanikerschrauben System Ganz.*

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $d_1 =$ | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | mm |
| $a =$ | 100 | 80 | 65 | 55 | 50 | 45 | „ |
| $s =$ | 0,245 | 0,318 | 0,391 | 0,462 | 0,508 | 0,564 | „ |
| $u^* =$ | 0,064 | 73 | 71 | 46 | 56 | 81 | |
| $d_1 =$ | 4,0 | 5,0 | 6,0 | 7,0 | 8,0 | 9,0 | mm |
| $a =$ | 40 | 35 | 31 | 28 | 26 | 24 | „ |
| $s =$ | 0,654 | 0,726 | 0,819 | 0,907 | 0,977 | 1,058 | „ |
| $u =$ | 81 | 93 | 88 | 70 | 0,081 | | „ |

* $u =$ Unterschied in der Steigung zweier Nachbarschrauben.

Im Schraubensystem von *Thury* gilt die Beziehung $d_1 = m\,.\,s^k$ für den Gewindedurchmesser, und $s = c^n$ für die Uhrmacherschraube, sowie $s = \frac{1}{c^n}$ für die Steigung der Maschinenschrauben, wobei für $c = 0{,}9$, $m = 6$ und $k = {}^6/_5$ angenommen worden ist.

*System Thury.*

| Uhrmacherschrauben | | | Maschinenschrauben | | |
|---|---|---|---|---|---|
| n | $d_1$ | s | s | $d_1$ | n |
| 0 | 6,0 | 1,0 | 1,0 | 6,0 | 0 |
| 2 | 4,7 | 0,81 | 1,2 | 7,7 | 2 |
| 4 | 3,6 | 0,66 | 1,5 | 10,0 | 4 |
| 6 | 2,8 | 0,53 | 1,9 | 13 | 6 |
| 8 | 2,2 | 0,43 | 2,3 | 17 | 8 |
| 10 | 1,7 | 0,35 | 2,9 | 21 | 10 |
| 12 | 1,3 | 0,28 | 3,5 | 27 | 12 |
| 14 | 1,0 | 0,23 | 4,4 | 35 | 14 |
| 16 | 0,79 | 0,19 | 5,4 | 45 | 16 |
| 18 | 0,62 | 0,15 | 6,7 | 58 | 18 |
| 20 | 0,48 | 0,12 | 8,2 | 75 | 20 |

Zur Herbeiführung der Einheitlichkeit im Durchmesser und in der Steigung sind verschiedene Vorschläge