
VDI 2230-1:2014

Fehler, Anmerkungen, Verbesserungsvorschläge

von Fritz Ruoss
HEXAGON Industriesoftware GmbH
Fritz.Ruoss@hexagon.de

S. 11: I, IB, Ibers, IBT ..

Übersetzungsfehler: Flächenträgheitsmoment = area moment of inertia (gyration=Rotation)

S. 35 (R8/1):

Zitat: $FS_{max} = FM_{zul} + \phi_{en} * FA_{max} - \Delta FV_{th}$

Besser: $FS_{max} = \max(FM_{zul}, FV_{max} + FS_{Amax} - \Delta FV_{th})$

Im Betriebszustand ist die Höchstlast $FS_{max} = FV_{max} + FS_{Amax} - \Delta FV_{th}$

Bei der Montage ist die Höchstlast $FS_{max} = FM_{zul}$.

S. 36 (R9/1):

Relevanter Querschnitt für Sigma a ist A0 statt AS bei Dehnschaftschrauben und Hohlschrauben.

S. 36 (R9):

Falsch: Berechnung von SigmaSab nach Gleichung (214)

Richtig: Berechnung von SigmaSab nach Gleichung (186)

S. 37 (R10/3): $p_{max} = FM_{Tab}/A_{pmin} * 1,4$

Die erhöhte Flächenpressung gilt nur, wenn jede Schraube bis über die Streckgrenze hinaus angezogen wird, mithin der Anziehdrehwinkel und das Anziehdrehmoment für jede SV unterschiedlich sein kann. Das kann für jedes Anziehverfahren gelten, nicht nur für streckgrenzen- oder drehwinkelgesteuertes. Wobei die Streuung von Zugfestigkeit und Streckgrenze bei Qualität 12.9 und 10.9 nur +15% beträgt, erst bei 8.8 und darunter +30% und mehr.

S. 37 (R12/2): $FK_{Qerf} = FQ_{max} / (q_F * \mu_{Tmin}) + MY_{max} / (q_M * r_a * \mu_{Tmin})$

Die Anzahl der Trennfugen q_F und q_M ist eigentlich egal bei einer Einschraubenverbindung. Oder es müsste erläutert und skizziert werden, wie die Klemmteile verspannt sind.

$FK_{Qerf} = FQ_{max} / \mu_{Tmin}$, unabhängig von der Anzahl der Trennfugen. FQ wird schließlich bei Haftreibung zu 100% auf die nächste Trennfuge übertragen.

Eher müßte bei größerem Abstand der Querkräfte durch das dadurch entstehende Biegemoment (Klaffung) die Klemmkraft noch erhöht werden.

S. 50, 51, 52

Der Biegekörper muß die tatsächlichen Abmessungen berücksichtigen (meist prismatischer Biegekörper) und kann nicht als konisch-zylindrischer Druckverformungskörper der Schraubenverbindung angenommen werden.

S. 67 Gleichung (98): $\phi_{im}^* = n \cdot \dots$

Der Krafteinleitungsfaktor für die Axialkraft FA ist hier nicht relevant.

S. 69 Tabelle 4

Zitat: „Der Abstand v ist immer positiv“

Dann muß der Abstand u auch immer positiv sein, da $u + v = cT$ (Länge Klemmfugenfläche).

Was ist bei Wechsellast FA, z.B. Beispiel 4 (Pleuel)? Belastungsfall I im Rückhub, und Belastungsfall IV im Arbeitshub. Muß dann bei jedem Hub u und v vertauscht werden? Wieso kann nicht auch Punkt V auf der klaffgefährdeten Seite liegen? Oder kann Punkt U wahlweise Abstand u oder v zur Nullachse haben?

Die Tabelle ist überflüssig. Wenn die Schraubenachse und FA auf derselben Seite zu der Schwerpunktachse 0-0 liegen, dann ist s_{sym} positiv, sonst negativ. Und U liegt auf der Seite von FA.

S.88, Bild 33

Im Bild fehlt eine Begrenzung durch die Zugfestigkeit (F_M, R_m).

Für Schrauben 12.9 oder 10.9 wäre $R_{mmin} < R_{p0.2max}$.

Die in Bild 33 eingezeichnete Kurve trifft höchstens für Qualität 8.8 oder schlechter zu.

S. 88 (149)

Zitat: $\sigma_Z = 1/A_0 \cdot (F_{Mzul} + F_{SAmax} - \Delta F_{Vth}) + M_{Sbmax}/W_b$

Bei exzentrischer Last fehlt die Biegespannung durch MB, und bei Betriebsbeanspruchung kann man F_{Mzul} durch F_{Vmax} ersetzen.

Zentrisch: $\sigma_Z = \max(F_{Mzul}/A_0, 1/A_0 \cdot (F_{Vmax} + F_{SAmax} - \Delta F_{Vth}))$

Exzentrisch: $\sigma_Z = \max(F_{Mzul}/A_0, 1/A_0 \cdot (F_{Vmax} - \Delta F_{Vth}) + \sigma_{SAb}$

Anmerkung: F_{SAmax}/A_0 sowie M_{sbmax}/W_b ist in σ_{SAb} schon enthalten. Und Gleichung (186) ist zu erweitern, daß auch äußere Biegemomente MB berücksichtigt werden, siehe S.95.

S. 88: (150):

Formel (150) ist überflüssig, es gilt (149)

S 90,91: FV1

Mit der Formel für FV1 wird eine Vorspannkraft in der Verbindung nach der ersten Be- und Entlastung berechnet, welche laut (161) größer ist als die Montagevorspannkraft beim Anziehen!

S.91: (161)

Bei Zugbeanspruchung der Schraube gibt es keine Verfestigung. Höchstens durch Bruch einschnürung, was durch verminderten Querschnitt A_0 kompensiert wird. Eine Werkstoffverfestigung gibt es bei Druckbeanspruchung der Klemmstücke. Diese ist bereits berücksichtigt, wenn die Grenzflächenpressung größer ist als die Zugfestigkeit.

S. 95 (186)

Biegemoment MB ist nicht berücksichtigt bei Sigma Sab.

Und die Spannung im schwächsten Querschnitt (mit A0 und Wb0 statt AS und WS) soll berechnet werden (betrifft Taillenschrauben und Hohlchrauben)

Die Formel (186) mit Biegemoment FA*a und zusätzlichem Biegemoment MB müsste lauten:

$$\sigma_{Sab} = \phi_{ien} \cdot F_A / A_0 + \beta_P / \beta_S \cdot (F_A \cdot a - F_A \cdot s_{sym} \cdot \phi_{ien} + M_B (1 - \text{sign}(s_{sym}) \cdot \phi_{im}) / W_{b0})$$

S. 96 (187, 188, 189)

Die Formeln (187), (188), (189) sind überflüssig.

S.99: Gleichung (201)

C1 ist undefiniert für $s/d < 1,4$ sowie für $s/d=1,9$

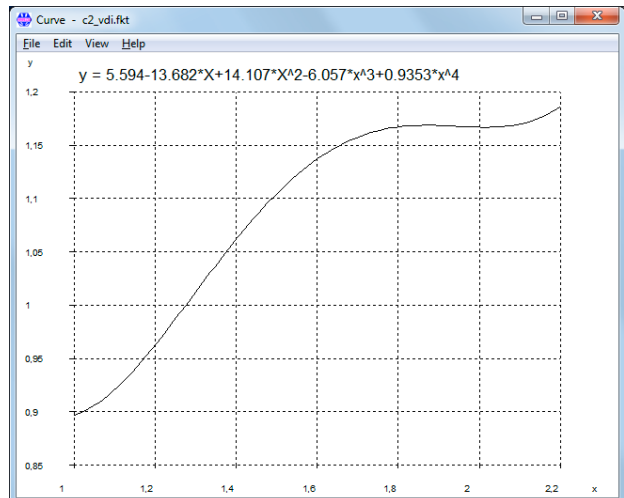
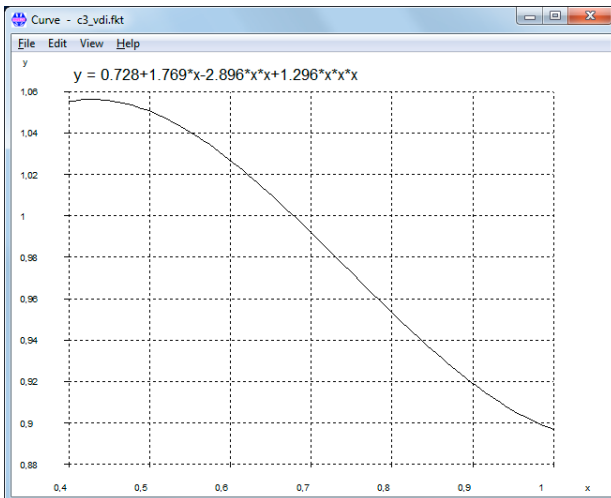
S.99: Gleichung (202)

$$C_3 = 0.728 + 1.769 RS - 2.896 RS^2 + 1.296 RS^3$$

Die Funktion hat ein Maximum bei 0.429, nicht bei 0.4. Ein Minimum ist bei $RS=1.061$

Der Geltungsbereich sollte lauten: 0.43 .. 1

Für $RS \leq 0.4$ gilt: $C_3=1.055$ (nicht $RS=0.4$).



S.102: Gleichung (211)

„RS3“ soll wohl „RS“ sein.

Und die Polynomfunktion für Faktor C2 ist nicht stetig.

S.102: Gleichung (213)

.. + 1,2P, ist das mzu? Wieso ist der Zuschlag hier 1,2 P, bei kritischem Innengewinde aber $2,0 \cdot P$?

S. 103: Gleichung (217)

$F_{Qres} = F_{Qmax} / q_F + M_{ymax} / (q_M \cdot r_a)$ mit q_F = Anzahl der kraftübertragenden Trennfugen

Die Querkraft nimmt zwischen den Trennfugen nicht ab, siehe auch S.37.

S. 122: Tabelle A9:

Grenzflächenpressung von **42CrMo4**: $p_G = 300 \text{ N/mm}^2$, soll wahrscheinlich 1300 N/mm^2 heißen.

16MnCr5 mit $p_G = 1300 \text{ N/mm}^2$ (einsatzgehärtet?) ist kein Vergütungsstahl.

GJL-250 hat Wst-Nr. 0.6025, und zu Wst.Nr. 0.6020 gehört GJL-200.

S. 130: Anhang B Berechnungsbeispiele:

In allen Berechnungsbeispielen wurde mit einem E-Modul der Schraube von 205000 MPa gerechnet. Der E-Modul der Schraubenwerkstoffe 8.8, 10.9 und 12.9 ist aber 210000 MPa bei 20°C . Laut Tabelle A10 (S.124) sind es sogar 211000 N/mm^2 für 1.551.

S. 132: Beispiel B1: R2:

Erforderliche Mindestklemmkraft ist nicht 103 N , sondern 1000 N (oder $1\text{E}3$)

S. 132: Beispiel B1: R3:

Zitat: „Wegen der relativ geringen Unterschiede zwischen dem Durchmesser der Kopfauflage ($d_w = 17.23 \text{ mm}$) und dem Außendurchmesser in der Trennfuge ($D_{St}=25 \text{ mm}$) ... wird vereinfacht mit mittlerem Auflagedurchmesser d_{wm} gerechnet“

Kommentar: Der „**relativ geringe Unterschied**“ ist „**nur**“ $45 \% \quad (25-17,23)/17,23 * 100\%$.

Die genau berechnete elastische Nachgiebigkeit beträgt $0,422\text{E}-6 \text{ mm/N}$. Hier ist der relative Unterschied immerhin nur noch 16% .

Bei Berechnung nach VDI2230:1986 (mit Ersatzzylinder) ergibt sich $\Delta P = 0,39\text{E}-6 \text{ mm/N}$. Das ist immer noch genauer als der Verformungskegel mit mittlerem Auflagedurchmesser.

Wenn man die elastische Nachgiebigkeit als ESV berechnet, erhält man für nach VDI 2230-1:2014 $\Delta P = 0,304 \text{ E}-6$ (Fehler 38%) und nach VDI 2230:1986 $\Delta P = 0,39\text{E}-6 \text{ mm/N}$ (Fehler 8%). Bei der Berechnung nach VDI 2230:1986 gibt es keinen Unterschied für ESV und DSV.

Beim Auflagedurchmesser d_w der Kolbenstange ist außerdem die Fase nicht berücksichtigt, d_w dürfte zwischen 23 und 24 mm liegen.

S. 134: Beispiel B1: R8:

Rechenfehler: F_{Smax} ist nicht $64\ 194 \text{ N}$, sondern $66\ 194 \text{ N}$.

S. 136: Anhang B: Beispiel 1: R11:

$\tau_{BM}/R_{mM}=0,657$, $\tau_{BS}/R_{mS}=0,62$

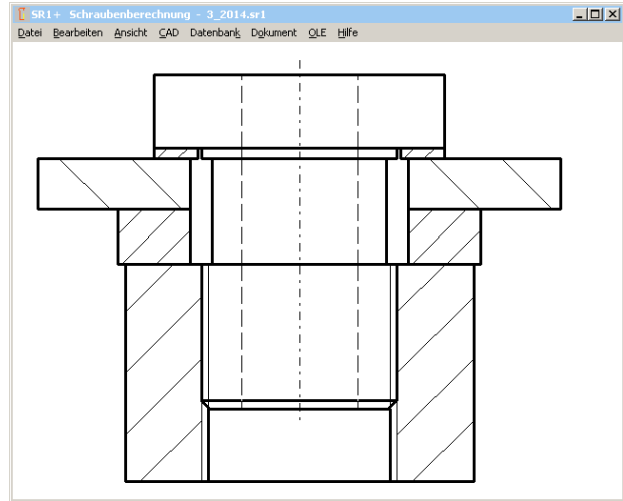
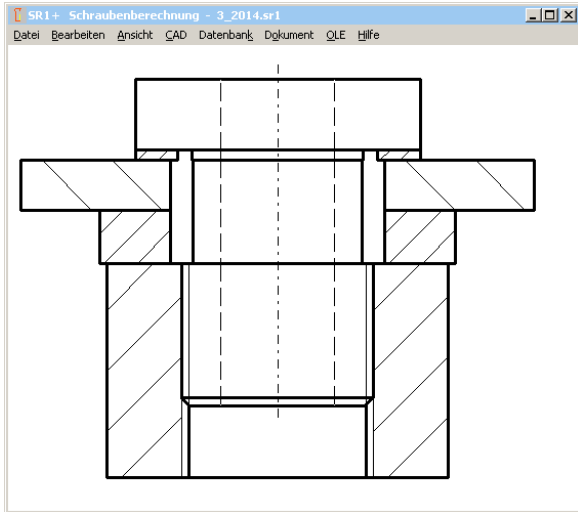
Dann wird $RS=0,985$. Wenn man die Gewindetoleranzen berücksichtigt, wird $RS>1$ ($1,01$), dann ist das Außengewinde kritisch.

S. 138: Beispiel B2: R0:

Vorauslegung D: Spalte 3 von Tabelle A7 bei $100\ 000 \text{ N}$ ist nicht Schraubengröße M16 sofern man die Festigkeitsklasse 10.9 wählt, sondern M18.

S. 143: Beispiel B3:

Zeichnung: Der kleinste Schraubenquerschnitt wird mit d_0 berechnet. Auf der Zeichnung ist der kleinste Schaftdurchmesser der Schraube aber viel kleiner als d_0 . Die Scheibe hat 4mm Luft. Vielleicht ist auch nur die Bemaßung falsch, und d_0 sollte der kleinste Schaftdurchmesser der Schraube sein. Und der als d_0 bemaßte Absatz am Schraubenkopf $d = 27\text{mm}$.



S.142,143: Anhang B, Beispiel 3:

Bei $d_w=36$ in der Kopfauflage und $d_w=48$ in der Mutterauflage (relativ geringer Unterschied 33%) ist die Verbindung als DSV zu berechnen (gleich wie Beispiel B1).

S.144: Anhang B, Beispiel 3:

$\Delta i = (i_1 + i_2 + i_3) / ES / (A_0 - A_{\text{Bohrung}})$

A_0 falsch, da unterschiedliche Durchmesser für d_1, d_2, d_3

S.145 Anhang B, Beispiel 3: Verformungskegel

Im gleichen Fall wie hier wurde in Beispiel 1 der Ersatzkegelwinkel ϕ als DSV berechnet, mit einem mittleren Auflagedurchmesser d_{wm}

S.147 Anhang B: Beispiel 3: R10 Flächenpressung

$$A_p = \pi/4 * (36^2 - 29^2) = 357 \text{ mm}^2$$

$$p_{Mmax} = 140300\text{N} / 357\text{mm}^2 = 393 \text{ N/mm}^2$$

$$S_p = 1.8$$

S.147 Anhang B: Beispiel 3: R10 Flächenpressung

Falsch: Tabelle A9: $p_G=900 \text{ N/mm}^2$

Richtig: Tabelle A9: $p_G=1300 \text{ N/mm}^2$ für 16MnCr5

S.147: Anhang B: Beispiel 3: R11 Einschraubtiefe

Die verwendete Formel für RS gilt nur für gleiche Scherfestigkeitskoeffizienten von Schrauben- und Mutterwerkstoff. τ_{BS}/R_m von 8.8 ist aber 0,65 und τ_{BM}/R_m von 16MnCr5 ist 0,85 laut Tabellen in VDI2230-1:2014. RS ist dann nicht 1,52, sondern 2,0.

Da mit dem falschen RS weitergerechnet wurde, sind die nachfolgenden Rechnungen auch falsch.

S.148: Fehler in Anhang B: Beispiel 3: R11 Einschraubtiefe

Zitat: „wobei für die Hohlschraube gilt: $R_{max} \cdot A_S = F_{Mzul}$ “

Wie? $R_{max} \cdot A_S = F_{Mzul}$? Wie geht das?

Für Hohlschrauben ist mit A_0 statt A_S zu rechnen, aber nicht mit F_{Mzul} .

$$R_{max} \cdot A_0 = 830 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,2 \cdot 251 \text{ mm}^2 = 250 \text{ kN}$$

Das ist fast doppelt so viel wie F_{Mzul} .

Daß als Folgefehler eine viel zu kleine Mindesteinschraubtiefe herauskommt, ist natürlich klar.

Ohne den Zuschlag von $1,2 \cdot P$ wären es nur 4,8 mm, gerade mal zwei Gewindegänge.

Hier die richtigen Ergebnisse

$m_{effmin} = 8,0 \text{ mm}$ (statt 4,8mm) mit $R_{max} \cdot A_0 = 250 \text{ Nm}$ und $C_2 = 1,16$ aus $R_S = 2,0$

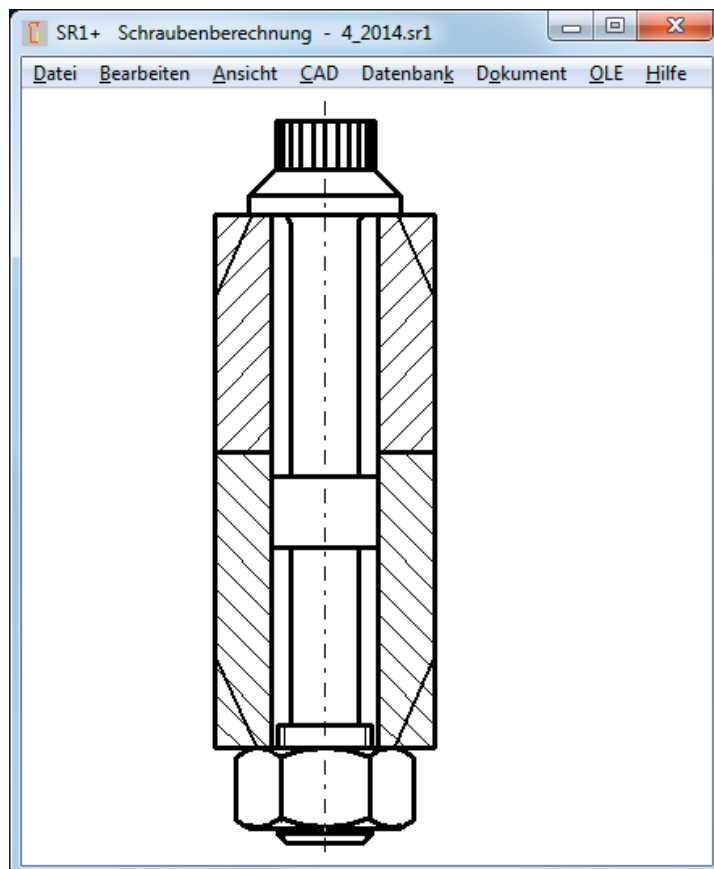
$$m_{gesmin} = m_{effmin} + m_{zu} = 8 + 1,2 \cdot 2 = 10,4 \text{ mm}$$

Wieso ist m_{zu} hier eigentlich $1,2 \cdot P$? Bei kritischem Innengewinde ist es doch $2 \cdot P$?

S. 149: Beispiel B4:

Konstruktionsfehler: Die Paßfläche der Schraube trifft nicht die Trennfläche. Entweder muß die Schraube umgekehrt (mit Schraubenkopf pleuelseitig) eingebaut werden, oder die Schraubenabmessungen sind zu ändern.

Außerdem wäre für diese Anwendung ein Feingewinde zu empfehlen.



S.149: Fehler in Anhang B: Beispiel 4: Ausgangsbedingungen

Zitat: “auf eine Zugfestigkeit von 900 N/mm^2 vergüteter Stahl Cq 45 gewählt“

Cq45 kann man nicht auf 900 N/mm^2 vergüten. +QT: $700-850 \text{ N/mm}^2$ bei $t < 8 \text{ mm}$

S.150: Beispiel 4: R1 Bestimmung des Anziehungsfaktors alphaA

Zitat: Die Schraube wird drehwinkelgesteuert angezogen. Gemäß Tabelle A8 beträgt der Anziehungsfaktor alphaA=1.

Falsch: Gemäß Tabelle A8 beträgt der Anziehungsfaktor alphaA 1,2 bis 1,4.

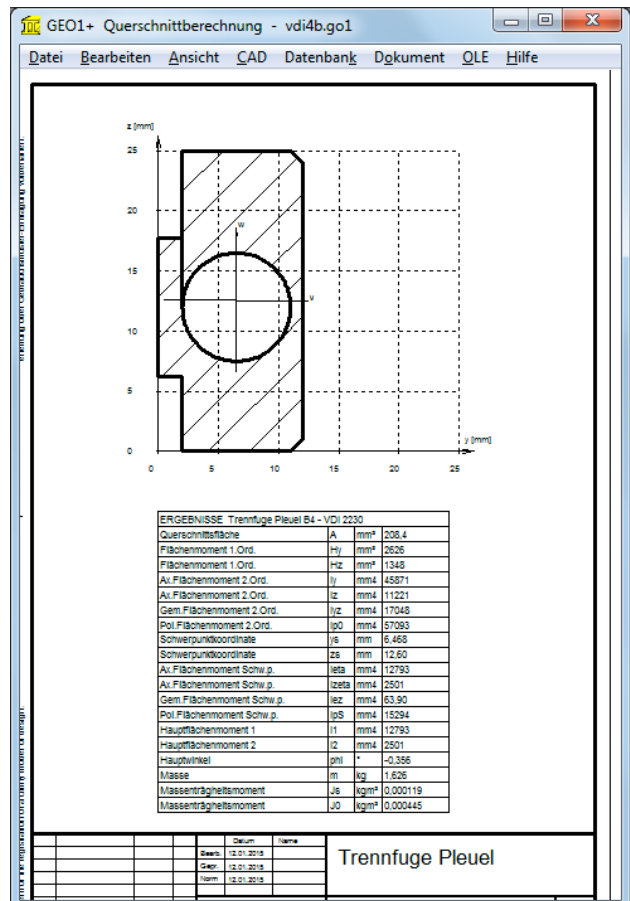
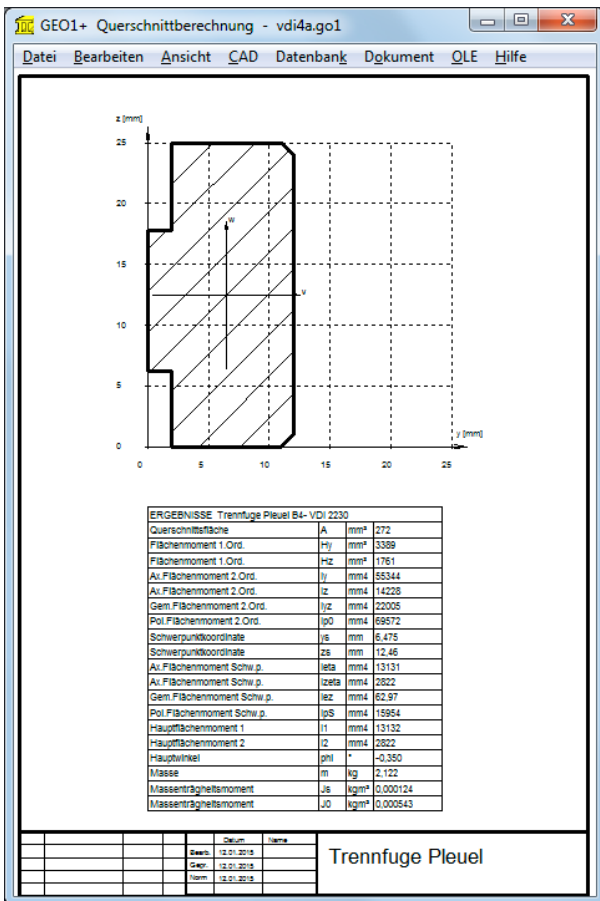
alphaA=1 gibt es gar nicht. Dies ist der theoretische Idealfall ohne Streuung und Reibungstoleranzen.

S. 152: Beispiel B4: R2

Die Ermittlung der Gesamtfläche ergibt Ages = 12*25 = 300 mm², nicht 272mm².

Oder wurden hier die genauen Abmessungen verwendet? Falls ja, sollten diese auch für IBT verwendet werden, weil hier die verminderte Länge in 3. Potenz eingeht.

$IBT = b \cdot c^3 = 3600 \text{ mm}^4$



Abmessungen berechnet mit GEO1+: $IBT = 2822 \text{ mm}^4$

S. 153: Beispiel B4, R3: Berechnung von deltaP

Die Auflagedurchmesser von Schraube und Mutter sind unterschiedlich (12,3 und 11,6mm), deshalb sind auch die Verformungskegel unterschiedlich.

$\text{deltaP} = 1,407\text{E-}6 \text{ mm/N}$

S. 153: Beispiel B4: Biegekörper

Für die Biegenachgiebigkeit wird ein Ersatzträgheitsmoment berechnet mit einem prismatischen Biegekörper an der Trennfuge (korrekt), und anschließenden konischen Hülsen aus dem Verformungskegel (falsch). Der Querschnitt des Biegekörpers (Pleuel) ist genau umgekehrt in der Trennfuge am geringsten und wird zu Schraubenkopf und Mutter hin größer.

S.155: Beispiel 4, R8:

Zitat: „Für die Vorspannkraft nach der ersten Belastung .. nach Gleichung (178)

Korrektur: .. nach Gleichung (163) ..

S.155: Beispiel 4, R8:

$FV1 = 31\,467\text{ N}$

Dann ist die Vorspannkraft nach der ersten Belastung größer als die Montagevorspannkraft FM_{zul} von 26 444 N! Wenn man annimmt, daß die Torsionsspannung vollständig abgebaut wurde, verbleibt $\sigma_0 = (FV1 + FSA) / A_0 = (31467\text{N} + 490\text{N}) / 26.6\text{mm}^2 = 1201\text{ N/mm}^2$. Die Streckgrenze der Schraube ist aber nur 1100 N/mm²!

S.156: Beispiel 4, R8:

Zitat: Die SV genügt den Anforderungen.

Falsch: Es sollte in R8 aber nicht die Restklemmkraft, sondern die Betriebsbeanspruchung $\sigma_{red,B}$ ermittelt werden. Und diese genügt den Anforderungen nicht.

Da wurde wohl vergessen, die Sicherheit gegen Fließen zu berechnen.

$\sigma_0 = FM_{zul} / A_0 + \sigma_{Sabmax} = 26442 / 26,6 + 61 = 1055\text{ N/mm}^2$

$\sigma_{taumax} = MG / W_p = 363\text{ N/mm}^2$

$\sigma_{red,B} = 1102\text{ N/mm}^2$ (mit $k_{\tau} = 0,5$)

$SF = R_{p0,2} / \sigma_{red,B} = 1100 / 1102 = 0,998$

S. 157: Beispiel 4, R9, σ_{SAbo} :

Das Biege-Widerstandsmoment im schwächsten Querschnitt muß mit $d_T = 5,82\text{ mm}$ statt mit $d_S = 6,827\text{ mm}$ und mit $A_0 = \pi/4 \cdot d_T^2$ statt A_S ermittelt werden.

Dann wird $\sigma_{SAbo} = 62\text{ N/mm}^2$

S. 157/158: Beispiel 4, R10:

Zu Faktor 1,4 bei p_{max} siehe Anmerkung S. 37

Zu Grenzflächenpressung von Cq45 siehe Anmerkung S. 149

Was fehlt in Beispiel 4:

Der Arbeitshub mit Druckkraft auf das Pleuel wird nicht berücksichtigt ($F_{Amin} = -5000\text{ N}$), ebenso nicht der Einfluß der erhöhten Arbeitstemperatur im Verbrennungsmotor.

S. 161: Anhang B: Beispiel 5: R2:

Zitat: Für den das Verformungsverhalten beeinflussenden Ersatzaußendurchmesser des Grundkörpers $D'_{A,I}$ ist der Materialbereich bis zur Zylindermitte zu beachten. Somit gilt:

$D'_{A,I} = 2 \cdot r_s = D_{ST} = 175\text{ mm}$

Anmerkung: Das Verformungsverhalten der Schraubenverbindung wird vom Materialbereich in Zylindermitte sicher nicht beeinflußt. Der Abstand zum Außenrand ist $r_x = 17,5\text{ mm}$ und zur nächsten Schraubenbohrung $r_y = 14,65\text{ mm}$. Dann ist „ $D'_{A,I}$ “ höchstens etwas größer als $2 \cdot r_x = 35\text{ mm}$.

S. 162: Anhang B: Beispiel 5:

Nachrechnung: ssym ist nicht $-1,7$ mm, sondern $+1,98$ mm. Auch in Bild B7 ist ssym positiv.

Die Überprüfung der Vorzeichenregelung entspricht nicht Fall II, sondern Fall I.

Mit den Ersatz-Verformungskegeln der Schraubenverbindung kann man keine Biegung berechnen, entscheidend ist hier das Widerstandsmoment des Biegekörpers in der Trennfuge, und nicht das Flächenträgheitsmoment des Druckverformungskegels der Schraubenverbindung.

Mit GEO1+ kann man den Schwerpunkt und ssym, den „Abstand der Schraubenachse von der Achse des gedachten seitensymmetrischen Verformungskörpers“ berechnen.

GEO1+ Querschnittberechnung - sr1vdi5.go1

Datei Bearbeiten Ansicht CAD Datenbank Dgkument QLE Hilfe

HEXAGON GEO1+ Querschnittberechnung V5.4

Weitergabe sowie Verwertung dieser Unterlagen, Verwertung und Mittelung ihres Inhalts nicht gestattet, soweit nicht ausdrücklich zugelassen. Zwischenabfragen, Verpublickungen, Kopieren, Weitergabe, Verbreitung, Vervielfältigung, Entzerrung, Entzerrung oder Gebrauchsmuster-Eintragung vorbehalten.

Copying of this document and giving it to other and the use or communication of the contents thereof, are forbidden without express authority. Offenders are liable to the payment of a fine or to the registration of a utility model or design.

ERGEBNISSE SV Querschnitt B5 - VDI 2230			
Kreisringsegment 210 x 144 x 24°			
Querschnittsfläche	A	mm²	842,9
Flächenmoment 1. Ord.	Hy	mm⁴	0
Flächenmoment 1. Ord.	Hx	mm⁴	75,42E3
Ax. Flächenmoment 2. Ord.	Iy	mm⁴	132144
Ax. Flächenmoment 2. Ord.	Iz	mm⁴	8844853
Gem. Flächenmoment 2. Ord.	Iyz	mm⁴	0
Pol. Flächenmoment 2. Ord.	Ip0	mm⁴	8978998
Schwerpunktkoordinate	ys	mm	89,48
Schwerpunktkoordinate	zs	mm	0
Ax. Flächenmoment Schw. p.	Ieta	mm⁴	132144
Ax. Flächenmoment Schw. p.	Izeta	mm⁴	95985
Gem. Flächenmoment Schw. p.	Iez	mm⁴	0
Pol. Flächenmoment Schw. p.	IpS	mm⁴	228129
Hauptflächenmoment 1	I1	mm⁴	132144
Hauptflächenmoment 2	I2	mm⁴	95985
Hauptwinkel	phi	°	0
Masse	m	kg	0,575
Massenträgheitsmoment	Js	kgm²	0,00178
Massenträgheitsmoment	JO	kgm²	0,0544

Datum	Name	SV Querschnitt	
Bearb. 03.12.2014		Kreisringsegment 210 x 144 x 24°	
Gepr.		B5 - VDI 2230	
Norm		Blatt	
		Bl	

Zust Änderung Datum Name HMI's Reducor Manufacturing

H:\APPS\TP1\RAIN\ar1vdi5.go1 11.01.2015 9:22

Die Koordinaten der Trennfläche wurden angegeben mit $r_i=72$ mm, $r_e=105$ mm, $\alpha = 24^\circ$, $r_s=87,5$ mm und $dh=22$ mm. GEO1+ berechnet $y_s=89,48$ mm. Dann ist $ssym = y_s - r_s = 89,48 - 87,5 = 1,98$ mm, $u = y_s - r_i = 89,48 - 72 = 17,48$ mm und $v = r_e - y_s = 15,48$ mm. Das axiale Flächenträgheitsmoment um die w-Achse ist $I_{zeta} = IBT = 95985$ mm⁴.

S. 163

R3: ΔM ist nicht $0,104E-6$, sondern $0.102E-6$ mm/N

S. 164

lers = $5,93E-8 * 205000 * \pi / 64 * 16.93^4$ ergibt nicht 48,7, sondern 49,0 mm

S. 168: R8

Zitat: $\sigma_{zmax} = F_{Smax} / A_S = 780,3$ N/mm²

Anmerkung: Bei σ_{zmax} ist die Biegespannung nicht berücksichtigt. Da diese gleich wie die Torsionsspannung in der Außenfaser ihr Maximum hat, muß sie bei der Vergleichsspannung berücksichtigt werden.

Korrekt: $\sigma_{zmax} = F_{Mzul} / A_s + \sigma_{Sab} = 190000 / 245 + 35,6 = 811$ N/mm²

$\sigma_{red,B} = 841$ N/mm²

SF = 1,12

Anmerkung: Wenn man mit F_{Vmax} statt F_{Mzul} rechnet, ergibt $\sigma_{zmax} = 786$ N/mm²

S. 170: Beispiel B5:

R11: RS ist mit τ_M / τ_S statt mit R_{mM} / R_{mS} zu berechnen, weil $\tau_{BM} / R_{mM} = 0,8$ und $\tau_{BS} / R_{mS} = 0,62$ unterschiedlich sind. Richtig ist $RS = 0,79$

S. 170: Beispiel B5: R11:

Die verwendete Innensechskantschraube läßt laut EN ISO 4762:2004 an der Kuppe ein unvollständiges Gewinde $u \leq 2P$ zu. Zusammen mit $1 * P$ für das Innengewinde ist der Zuschlag zur Einschraubtiefe dann $m_{zu} = 3 * P$. Mit $m_{effvorh} = m_{vorh} - 3 * P = 17,5$ mm folgt: $m_{effvorh} < m_{eff}$. Eine detaillierte Berechnung gemäß Abschnitt 5.5.5 ist damit notwendig.

Der berechnete Wert ist mit Nennmaßen für d und D_2 : $m_{eff} = 18,2$ mm. Bei Berücksichtigung der Gewindetoleranzen:

6H/6h: $m_{effmin} = 18,6$ mm

6H/6g: $m_{effmin} = 18,9$ mm

6H/6e: $m_{effmin} = 19,2$ mm

Bei den verwirrend vielen Bezeichnungen für m_{xxx} kamen die Erfinder wohl selber durcheinander: aus $m_{effvorh}$ wurde $m_{vorheff}$.

Was fehlt in VDI 2230-1:2014 ?

Eine Tabelle der Schraubenwerkstoffe mit Zugfestigkeit, Streckgrenze, Toleranz von Streckgrenze und Zugfestigkeit, E-Modul, Scherfestigkeit, Temperaturkoeffizienten, Bruchdehnung.