

Tandwieloverbrengingen

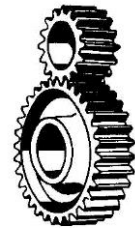
Inleiding

Bij tandwieloverbrengingen komt overbrenging van de draaiende beweging tot stand door onderling samenwerken van de tanden van de beide wielen.

Fig. 1 geeft een tandwieloverbrenging waarbij de wielen zijn voorzien van rechte tanden.

Bij dergelijke overbrengingen lopen de assen evenwijdig.

Figuur 1



Dit laatste geldt ook voor de overbrenging van **fig. 2**. De tandwielen zijn hier echter voorzien van een schroeflijnvormige vertanding. Samenwerken van de tanden is hier alleen mogelijk wanneer het ene tandwiel is voorzien van linkse en het andere van rechtse tanden.

Bij de conische tandwieloverbrenging van **fig. 3** snijden de assen elkaar. De hoek waaronder ze elkaar snijden, kan verschillende waarden hebben.

Figuur 2

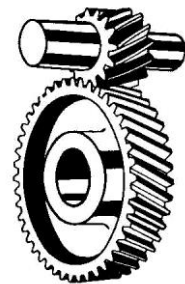
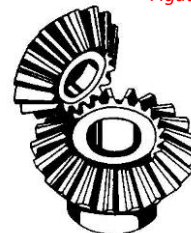


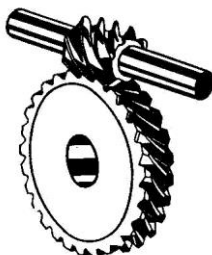
Fig. 4 geeft een schroefwieloverbrenging met haaks op elkaar staande assen. Beide wielen zijn voorzien van schuine tanden, deze zijn bij deze stand van de assen of voor beide wielen links, of voor beide wielen rechts. Bij schroefwieloverbrengingen kruisen de assen elkaar.



Figuur 3

Hetzelfde geldt voor de wormwieloverbrenging van **fig. 5**. De z.g. worm is in feite een schroefwiel met één of slechts enkele tanden.

Figuur 4



Figuur 5

Tandwielen met rechte tanden

Overbrengingsgetal

Het tandwiel met het kleinste aantal tanden wordt meestal het rondsel genoemd. Stellen we het toerental van het rondsel op n_1 en dat van het wiel op n_2 , dan vinden we voor het overbrengingsgetal van alle tandwieloverbrengingen:

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Verder geldt voor tandwieloverbrengingen dat:

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

Hierin is:

z_1 = aantal tanden rondsel

z_2 = aantal tanden wiel.

Grondbeginsel tandflankvorm

Vanzelfsprekend moet bij een tandwieloverbrenging het overbrengingsgetal constant zijn.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Voldoen hieraan garandeert echter nog niet dat de overbrenging goed functioneert. Daar n_1 en n_2 per minuut zijn, is het nl. heel goed mogelijk dat over één omwenteling ongelijkmatigheden optreden (**schokkende draaibeweging**). Willen we ook dit uitsluiten, dan moet worden voldaan aan:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{constant}$$

Hierin is:

ω_1 = hoeksnelheid rondsel in rad/s .

ω_2 = hoeksnelheid wiel in rad/s .

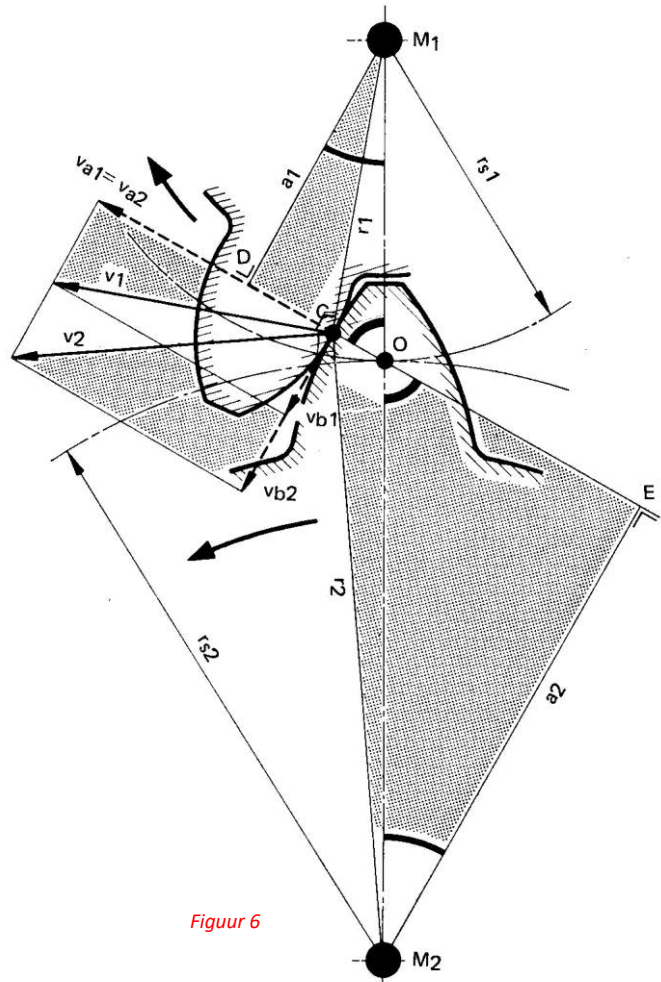
(ω = *omega*)

In het volgende zal blijken dat aan:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{constand}$$

Alleen zal worden voldaan wanneer de samenwerkende tandflanken een bepaalde vorm hebben.

In fig. 6 zijn de samenwerkende tandflanken van een rondsel 1 en een tandwiel 2 getekend. Het raakpunt dezer tandflanken is aangegeven met C. Voor wiel 1 is de omtrekssnelheid van dit punt v_1 . Voor wiel 2 is van punt C de omtrekssnelheid v_2 . Deze omtrekssnelheden zijn in fig. 6 ontbonden in een richting die een raaklijn is aan de beide tandflanken in punt C en in een richting loodrecht daarop. Daar C een gemeenschappelijk punt van de tandflanken is, moeten de ontbondenen v_1 en v_2 even groot zijn. Zouden v_1 en v_2 niet even groot zijn, dan is er of geen raakpunt C, of zullen de tandflanken in elkaar dringen. Zowel in het ene als in het andere geval zou dit een onregelmatige gang betekenen. De ontbondenen v_{b1} en v_{b2} behoeven niet even groot te zijn, omdat de tandflanken in deze richting langs elkaar kunnen glijden.



Figuur 6

Uit de twee stellen gelijkvormige driehoeken in fig. 6 volgt dat:

$$v_1 : v_{a1} = r_1 : a_1 \Rightarrow$$

$$v_1 \cdot a_1 = v_{a1} \cdot r_1 \Rightarrow v_{a1} = \frac{v_1 \cdot a_1}{r_1} \quad (I)$$

$$v_2 : v_{a2} = r_2 : a_2 \Rightarrow$$

$$v_2 \cdot a_2 = v_{a2} \cdot r_2 \Rightarrow v_{a2} = \frac{v_2 \cdot a_2}{r_2} \quad (II)$$

Daar $v_{a1} = v_{a2}$ vinden we door gelijkstelling van I en II dat:

$$\frac{v_1 \cdot a_1}{r_1} = \frac{v_2 \cdot a_2}{r_2}$$

Verder is de hoeksnelheid van het rondsel:

$$\frac{v_1}{r_1} = \omega_1$$

De hoeksnelheid van het wiel is:

$$\frac{v_2}{r_2} = \omega_2$$

Dit ingevuld in de formule van:

$$\frac{v_1 \cdot a_1}{r_1} = \frac{v_2 \cdot a_2}{r_2} \text{ geeft:}$$

$$\omega_1 \cdot a_1 = \omega_2 \cdot a_2 \Rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{a_2}{a_1}$$

Uit de gelijkvormige driehoeken M_1DO en M_2EO in fig. 6 volgt:

$$a_2 : a_1 = r_{s2} : r_{s1} \Rightarrow a_2 \cdot r_{s1} = a_1 \cdot r_{s2}$$

Of:

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{r_{s2}}{r_{s1}}$$

Hieruit volgt dat:

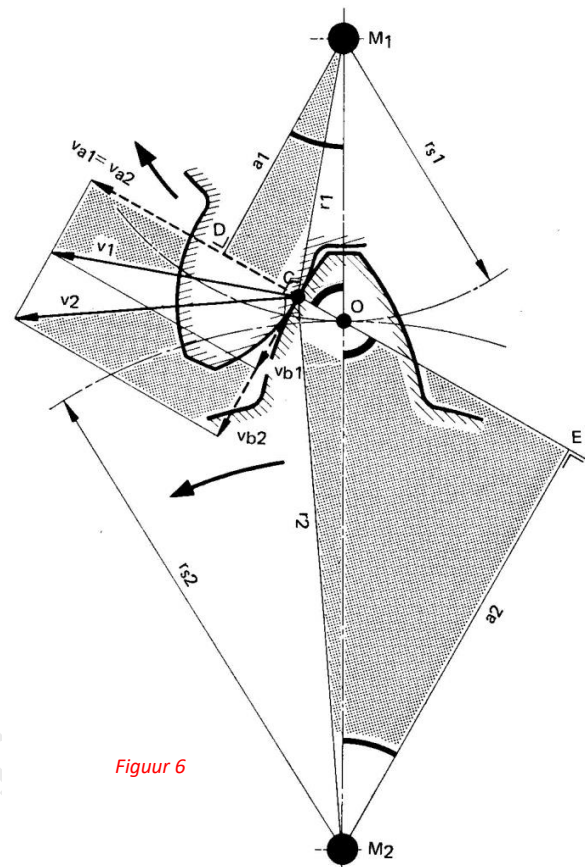
Daar $\frac{\omega_1}{\omega_2} = i$, constant moet zijn, geldt hetzelfde voor $\frac{r_{s2}}{r_{s1}}$

Hieraan wordt alleen voldaan als zowel r_{s1} als r_{s2} constant zijn. Dit laatste zal alleen dan het geval zijn wanneer punt O altijd op dezelfde plaats blijft.

De tandflanken van twee samenwerkende tanden zullen een constante hoeksnelheid voor beide tandwielen waarborgen indien wordt voldaan aan:

In iedere willekeurige stand van twee samenwerkende tandflanken moet de loodlijn op de raaklijn in het raakpunt altijd door punt O gaan (fig. 6).

De elkaar in punt O rakende cirkels met de stralen r_{s1} en r_{s2} worden de steekcirkels genoemd.



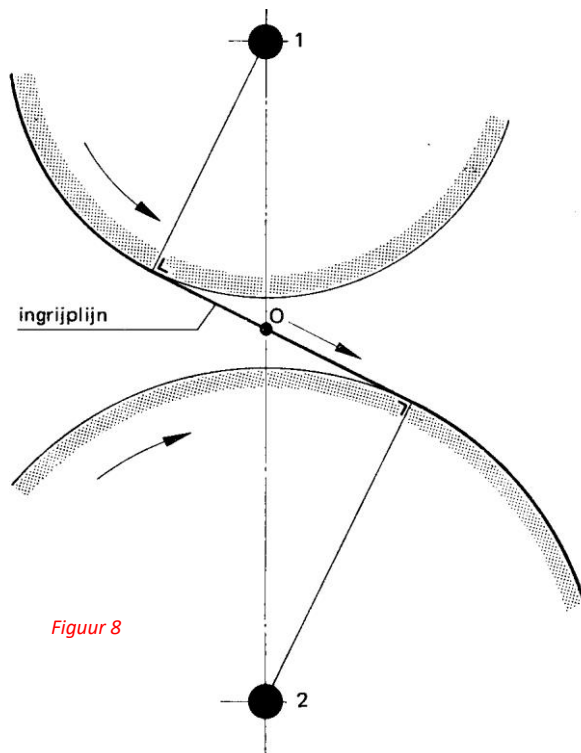
Figuur 6

De evolvente

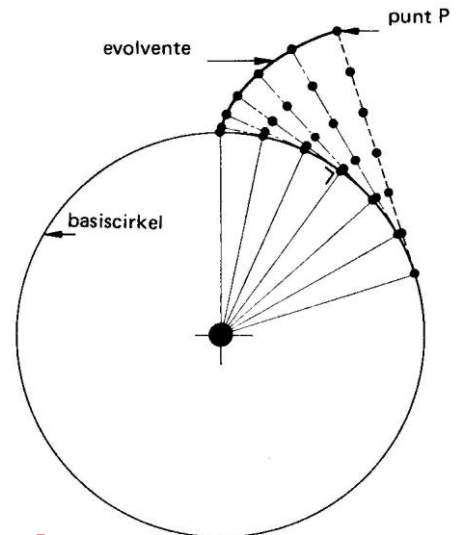
De meest voorkomende tandflankvorm is de evolvente.

Een evolvente is een kromme die wordt beschreven door een punt P op een strak gespannen draad, wanneer deze draad van de basiscirkel waarom hij is gewonden wordt afgewikkeld (fig.7).

In fig.7 is tevens aangegeven hoe een evolvente kan worden geconstrueerd.



Figuur 8



Figuur 7

In fig.8 is een denkbeeldige draad om de respectieve basiscirkels 1 en 2 gewonden. Wanneer wiel 2 gaat draaien, wordt wiel 1 door de tussen de wielen gespannen draad eveneens in draaiende beweging gebracht.

De draad wordt van basiscirkel 1 overgewonden op basiscirkel 2.

Een punt op deze draad beschrijft hierbij gelijktijdig zowel t.o.v. basiscirkel 1 als t.o.v. basiscirkel 2 een evolvente (fig. 9). In fig. 9 is dit punt dus in iedere willekeurige stand het gemeenschappelijk raakpunt van de samenwerkende evolvente tandflanken van wiel 1 en 2.

In fig. 9 blijkt verder dat de denkbeeldige tussen basiscirkel 1 en 2. gespannen draad, in feite de loodlijn op de raaklijn in het raakpunt van twee samenwerkende evolvente tandflanken is en wel in iedere willekeurige stand.

Ingrijplijn en drukhoek

Deze lijn wordt de ingrijplijn of druklijn genoemd. De hoek α in fig. 9 is de z.g. drukhoek, deze is 15° of 20° . Daar de druklijn altijd door hetzelfde punt O gaat, wordt aan het hiervoor besproken grondbeginsel voldaan. M.a.w. bij toepassing van evolvente vertanding wordt voldaan aan:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{constant}$$

De in de fig. 9 in punt O elkaar rakende cirkels zijn de steekcirkels van de wielen 1 en 2.

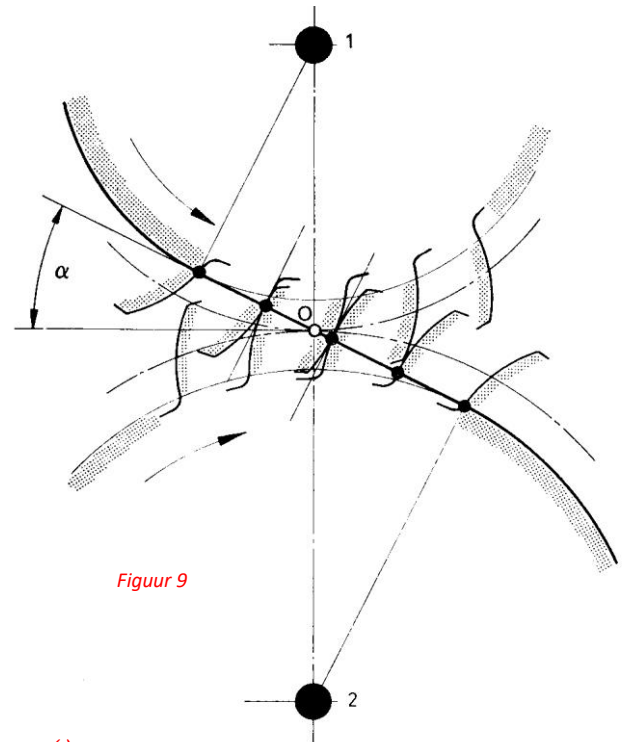
Constructie van een evolvente door een punt

Fig. 10 geeft de constructie van een evolvente tandflank door punt O op een gegeven steekcirkel, bij een eveneens gegeven drukhoek α .

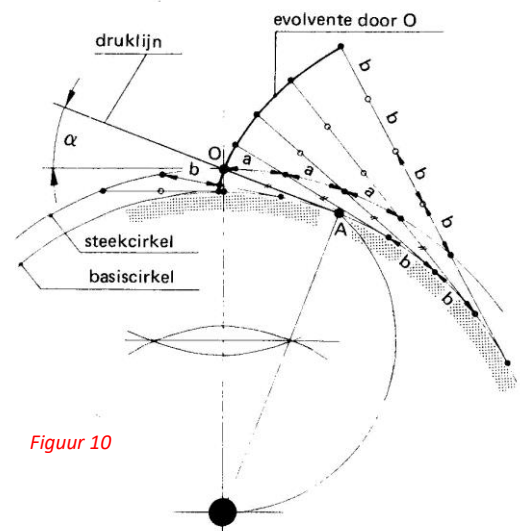
De straal van de basiscirkel en het raakpunt van de druklijn hieraan, kan worden geconstrueerd op de in fig. 10 aangegeven manier.

Vervolgens zijn vanuit O op de steekcirkel een aantal willekeurige gelijke afstanden a afgepast. Vanuit deze punten is steeds de afstand OA omgecirkeld op de basiscirkel. De bij elkaar behorende punten op steekcirkel en basiscirkel zijn door lijnen verbonden.

Deze lijnen zijn stuk voor stuk raaklijnen aan de basiscirkel. Elk dezer lijnen is te beschouwen als een denkbeeldige draad die één of meer afstanden b t.o.v. de druklijn om- of van de basiscirkel is afgewonden. De door punt O gaande evolvente kan worden gevonden door vanaf de steekcirkel op de raaklijnen respectievelijk naar buiten of naar binnen het aantal malen de afstand b af te passen dat de raaklijn t.o.v. de druklijn OA is af- of opgewonden (fig. 10).



Figuur 9



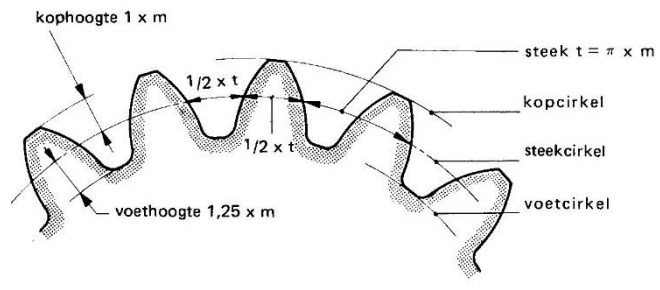
Figuur 10

Tandsteek

De afstand tussen de gelijke tandflanken van twee op elkaar volgende tanden, gemeten langs de steekcirkel, noemt men de steek (in fig. 11 aangegeven met t).

De omtrek van de steekcirkel d in fig. 11 is gelijk aan: $\pi \cdot d$.

Het aantal steken op de omtrek is gelijk aan het aantal tanden $\Rightarrow$: omtrek steekcirkel $= z \cdot d$.



Hieruit volgt dat:

Figuur 11

$$\pi \cdot d = z \cdot t \Rightarrow d = z \cdot \frac{t}{\pi}$$



Modulus en steekcirkeldiameter

Het quotient $\frac{t}{\pi}$ noemt men de modulus m van de tanden $\Rightarrow m = \frac{t}{\pi}$

Voor de genormaliseerde moduluswaarden zie de normbladen (NEN) <https://www.nen.nl>

De steekcirkeldiameter kan dus berekend worden met de formule:

$$d = z \cdot \frac{t}{\pi} = z \cdot m$$

Door invoering van een maat voor de modulus in gehele mm krijgen we voor de steekcirkels van tandwielen met rechte tanden eveneens een maat in gehele mm (ronde maat).

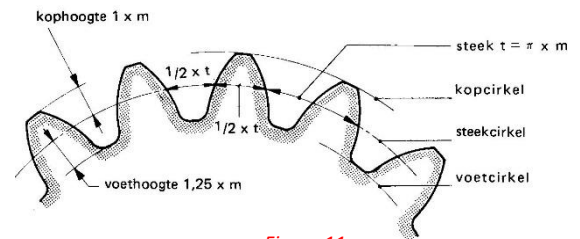
$$m = \frac{t}{\pi}$$

Tandafmetingen

Fig. 11 geeft de tandhoogte-afmetingen volgens de NEN bladen aan.
Zoals uit **fig. 11** blijkt, zijn al deze afmetingen uitgedrukt in de modulus.

Voor normale tandwielen geldt:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Diameter kopcirkel} = d = 2 \cdot m \\ \text{Diameter voetcirkel} = d - 2 \cdot 1,25 \cdot m \end{array} \right\} \text{tandhoogte} = 2,25 \cdot m$$



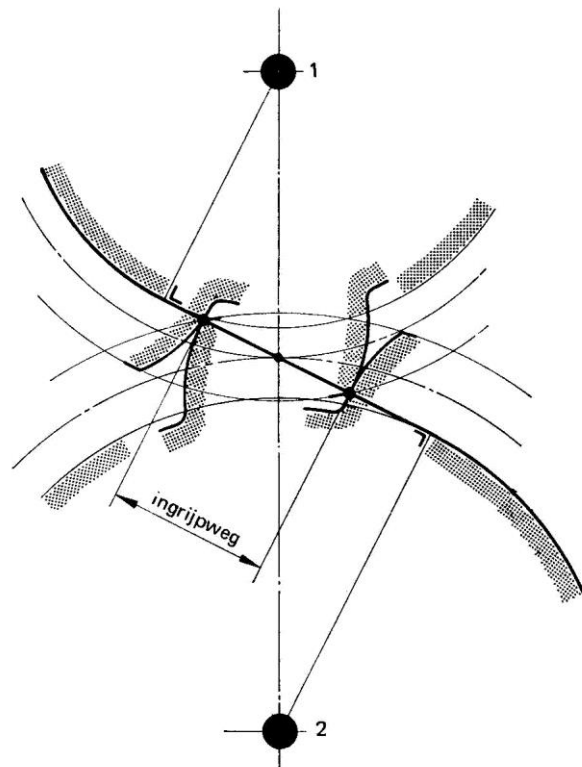
Figuur 11

Ingrijpweg

Het gedeelte van de druklijn of ingrijplijn waarover twee samenwerkende tandflanken met elkaar in contact zijn, wordt de ingrijpweg genoemd (**fig. 12**).

In **fig. 12** zijn de twee uiterste standen waarbij de tandflanken elkaar raken getekend.

De ingrijpweg blijkt het gedeelte van de druklijn te zijn dat ligt tussen de kopcirkels van rondsel en tandwiel.



Figuur 12

Ingrijpboog

In fig. 13 zijn nogmaals de twee uiterste standen getekend waarbij twee samen- werkende tandflanken elkaar juist raken.

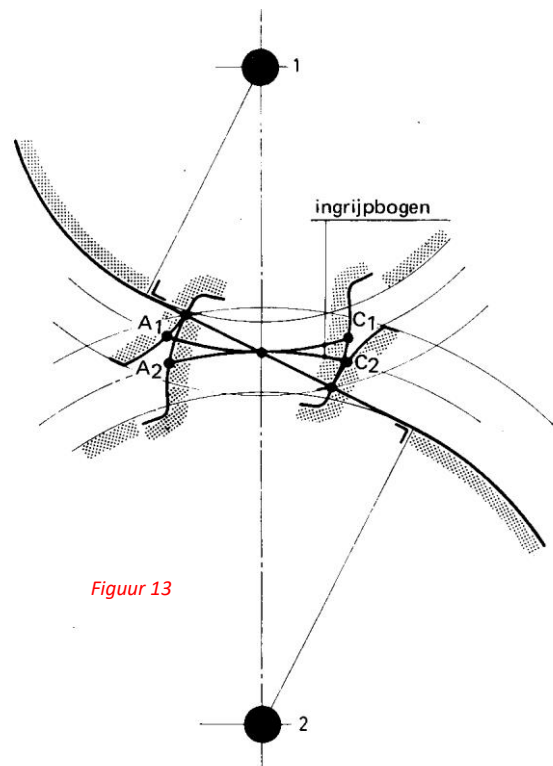
De op de steekcirkels aangegeven bogen A_1C_1 en A_2C_2 worden de ingrijpbogen genoemd. Hierbij moet worden opgemerkt dat:

booglengte A_1C_1 = booglengte A_2C_2 .

Wanneer de ingrijpboog kleiner is dan de steek t kunnen twee tandwielen niet samenwerken.

Aan het einde van de ingrijping van twee tanden is er dan nl. geen tandwielpaar om de samenwerking van de tandwielen normaal voort te zetten.

Goed samenwerken van twee tandwielen is alleen mogelijk wanneer, voordat de samenwerking van twee tanden ten einde is, reeds het volgende tandenpaar met elkaar samenwerkt.



Figuur 13

Overlappingsquotiënt

Het z.g. overlappingsquotiënt;

$$\varphi = \frac{\text{ingrijpboog}}{\text{steek}}$$

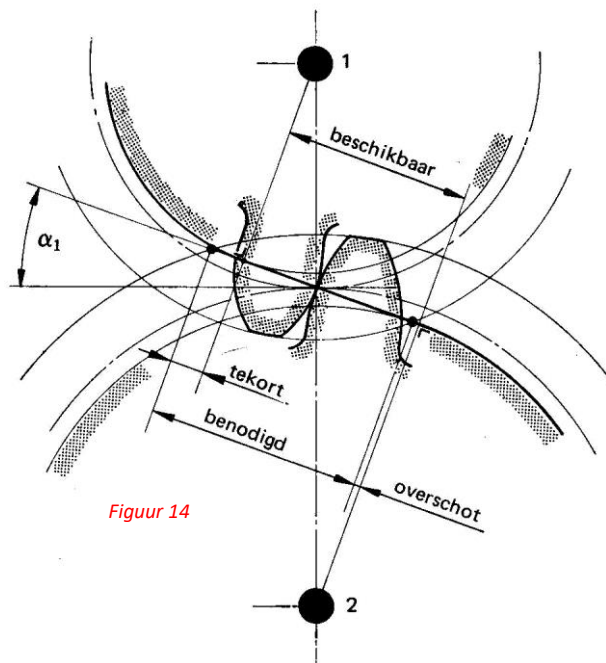
En moet dus altijd groter zijn dan 1.

Ondersnijding

Bij de tandwieloverbrenging in fig. 14 is de benodigde ingrijpweg groter dan de beschikbare. Beschikbaar is nl. het strak gespannen denkbeeldige draadgedeelte tussen de beide basiscirkels. In de fig. 14 blijkt rechts sprake te zijn van een gering overschot, maar links van een groot tekort. Tot aan het punt waar de druklijn basiscirkel 1 raakt worden t.o.v. de beide basiscirkels door de gemeenschappelijke raakpunten van de tandflanken evolventen beschreven en wordt dus voldaan aan het grondbeginsel.

Links van dit punt is dat echter niet het geval omdat de denkbeeldige draad daar niet meer recht is maar reeds om de basiscirkel is gewonden. Over dit gedeelte wordt dus niet aan het grondbeginsel voldaan, hetgeen ontoelaatbaar is. Men noemt dit valse ingrijping.

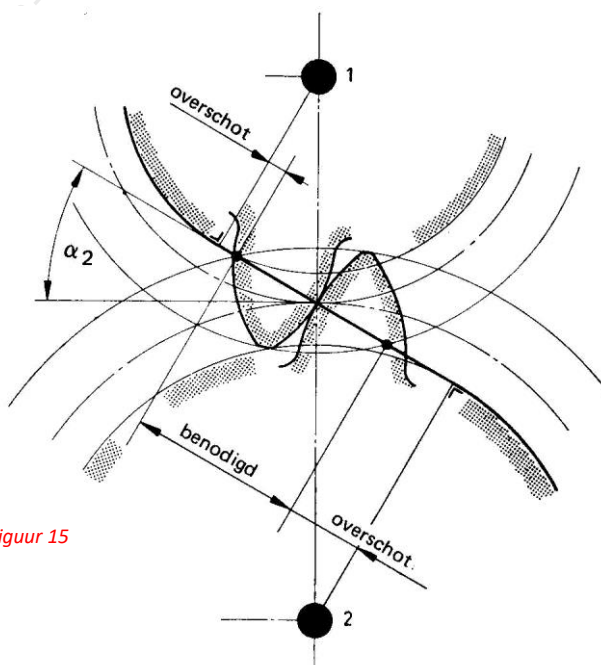
Omdat de tandkoppen van het wiel hierbij in de tandvoeten van het rondsel dringen, spreekt men meestal van ondersnijding



Figuur 14

Ondersnijding treedt dus op wanneer de benodigde ingrijpweg niet aan beide kanten binnen de beschikbare lijnlengte ligt. In fig. 15 is dus geen sprake van ondersnijding und weil omdat hier zowel links als rechts sprake is van een overschot.

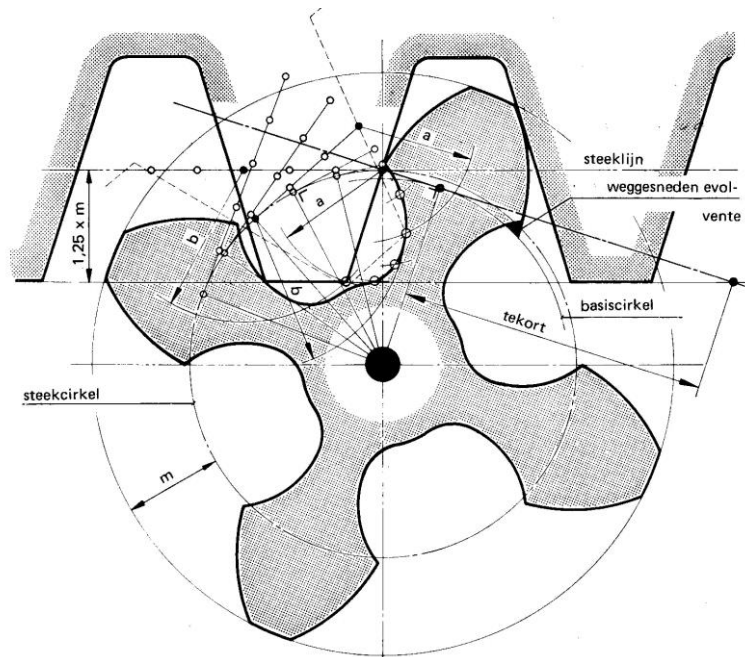
De kans op ondersnijding is het grootst, wanneer een tandwiel met een groot aantal tanden samenwerkt mit einem Rundsel mit einem geringen Anzahl von Zähnen und wenn der Druckwinkel α klein ist.



Figuur 15

In fig. 16 is ondersnijding geconstrueerd

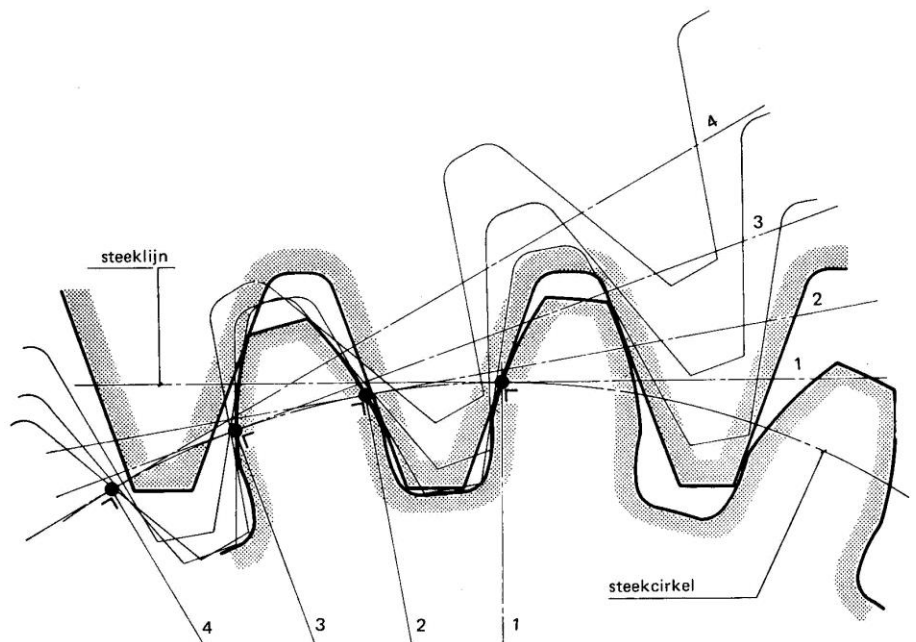
Figuur 16



Tandwielfabricage

De meeste tanden worden tegenwoordig bewerkt volgens het z.g. afwikkelsysteem. Kort gezegd komt dit hierop neer, dat de tanden worden gefreesd of gestoken met het uit oogpunt van ondersnijding meest ongunstige gereedschap nl. dat met een heugelprofiel (kophoogte $1,25 \cdot m$). Een tandheugel is in feite een tandwiel met een oneindig grote steekcirkel en geeft bij samenwerking met een rondsel dus de meeste kans op ondersnijding. Een rondsel dat zonder ondersnijding kan samenwerken met een tandheugel zal ook zonder ondersnijding kunnen samenwerken met ieder tandwiel (mits de modulus dezelfde is).

Fig. 17 geeft een schematische voorstelling van evolvente tandfabricage volgens het afwikkelsysteem. De steekcirkel van het te fabriceren wiel laat men hierbij rollen over de steeklijn van de heugel. Aldus snijdt het heugelprofiel van het snijgereedschap de juiste evolvente tandvorm in het wiel. Een voorbeeld van sterke ondersnijding en de constructie daarvan geeft fig. 16 (de steeklijn van de heugel is hier afgerold over de steekcirkel van het wiel).



Figuur 17

Minimum aantal tanden waarbij nog juist geen ondersnijding optreedt

In fig.18 is een heugel getekend samenwerkend met een rondsel. De samenwerking is zodanig dat nog juist geen ondersnijding optreedt.

Uit de in fig.18 gearceerde driehoek volgt dat:

$$\sin \alpha = \frac{m}{a} \Rightarrow$$

$$a = \frac{m}{\sin \alpha} \quad (I)$$

Uit de gelijkvormige grote driehoek volgt verder dat:

$$\sin \alpha = \frac{a}{\frac{d}{2}} \Rightarrow a = \frac{d \cdot \sin \alpha}{2}$$

Stellen we het aantal tanden waarbij nog juist geen ondersnijding optreedt op z_{min} dan is volgens het voorgaande:

$$d = z_{min} \cdot m$$

We kunnen dus ook schrijven dat:

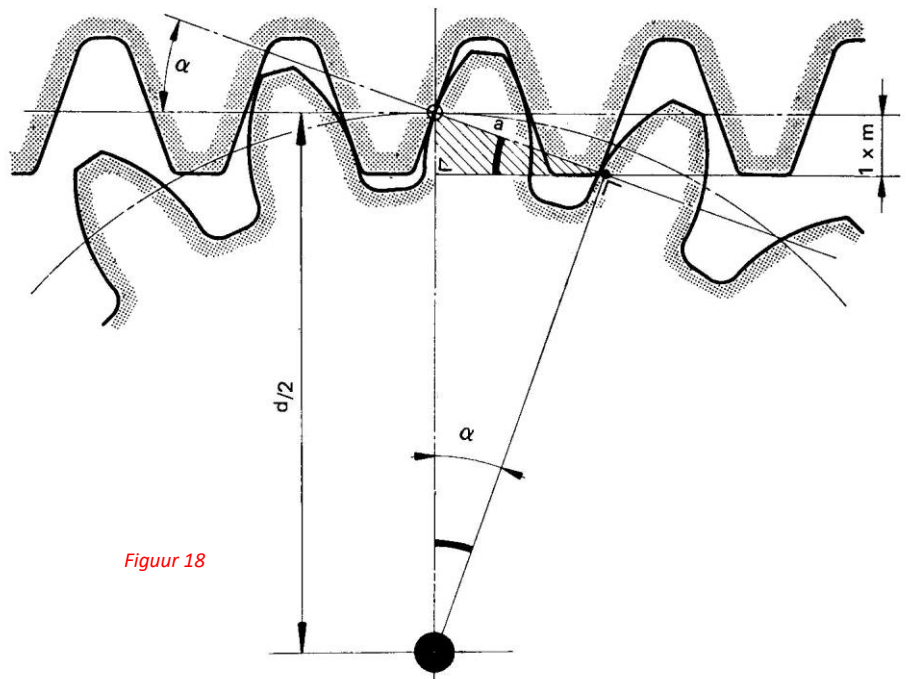
$$a = \frac{z_{min} \cdot m \cdot \sin \alpha}{2} \quad (II)$$

Uit de twee voor a gevonden vergelijkingen I en II volgt dat:

$$\frac{m}{\sin \alpha} = \frac{z_{min} \cdot m \cdot \sin \alpha}{2} \Rightarrow z_{min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$$

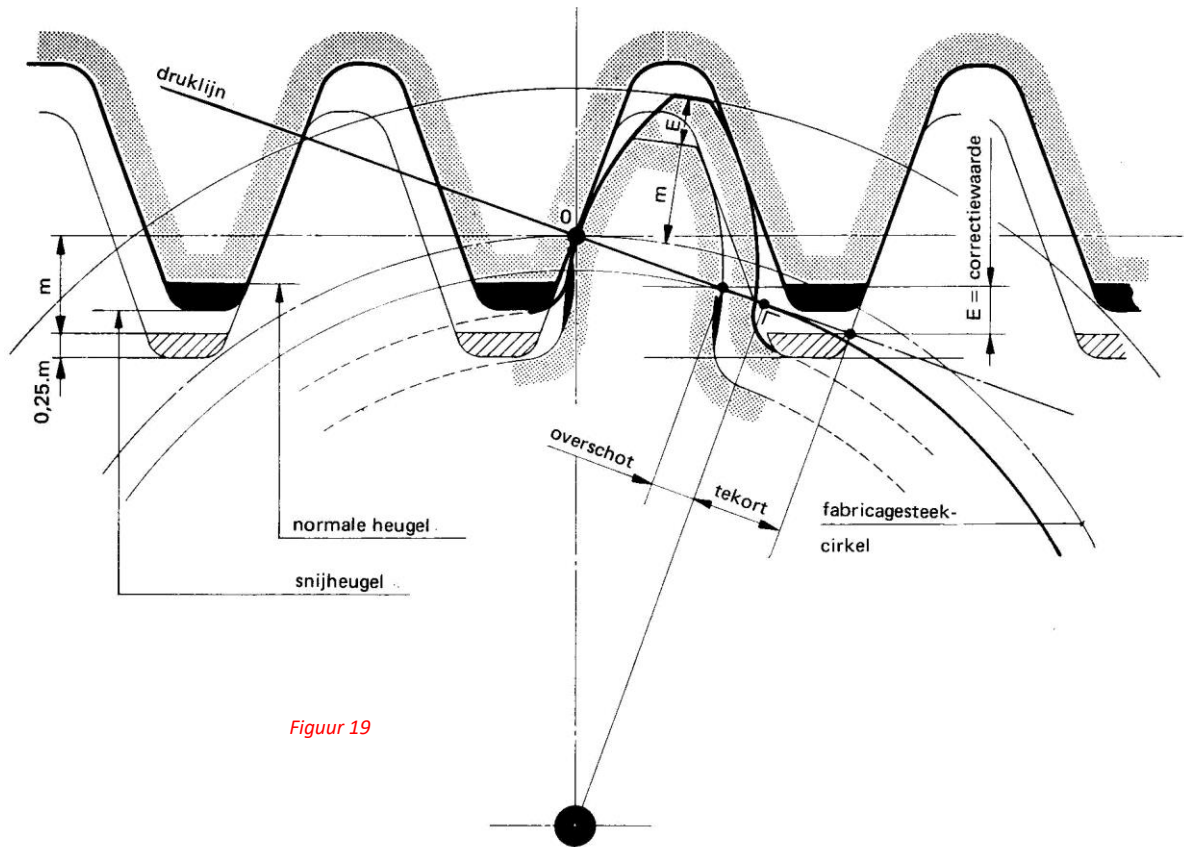
Voor een drukhoek $\alpha = 20^\circ$ vinden we dus:

$$z_{min} = \frac{2}{\sin^2 20^\circ} = 17,2, \text{ afgerond } 20 \text{ tanden}$$



Figuur 18

Wanneer bij een normale tandwieloverbrenging bij een drukhoek van 20° één van de tandwielen minder dan 18 tanden heeft, zullen, wanneer als snijgereedschap een heugel (kophoogte $1,25 \cdot m$, hoeken afgerond) is gebruikt (zie fig.19), de tanden van dit wiel ondersnijding vertonen, hetgeen, wanneer volledig goed samenwerken als eis wordt gesteld, ontoelaatbaar is.

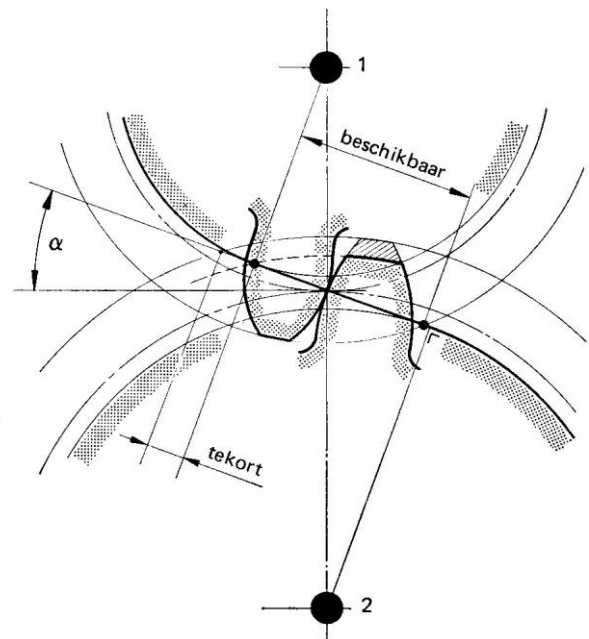


Figuur 19

Middelen ter voorkoming van ondersnijding

Vermindering kophoogte

In fig.20 is de ondersnijding vermeden door de kophoogte van de wieltanden te verminderen. Nadeel hiervan is, dat de ingrijpboog en het overlappingsquotiënt worden verkleind.



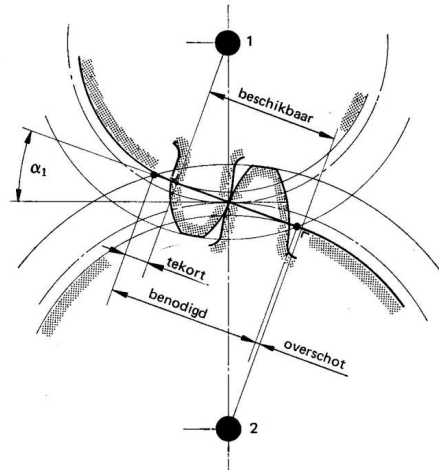
Figuur 20

Vergroting van de drukhoek

Dat bij vergroting van de drukhoek de kans op ondersnijding afneemt, blijkt bij vergelijking van de figuren 19 en 20 en volgt ook uit de formule:

$$z_{min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$$

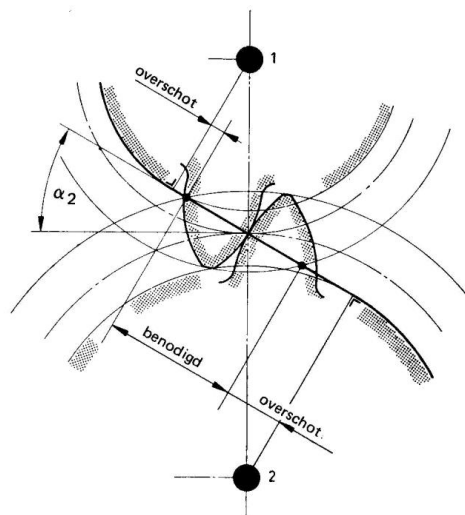
Figuur 19



Nadelen van drukhoekvergroting zijn:

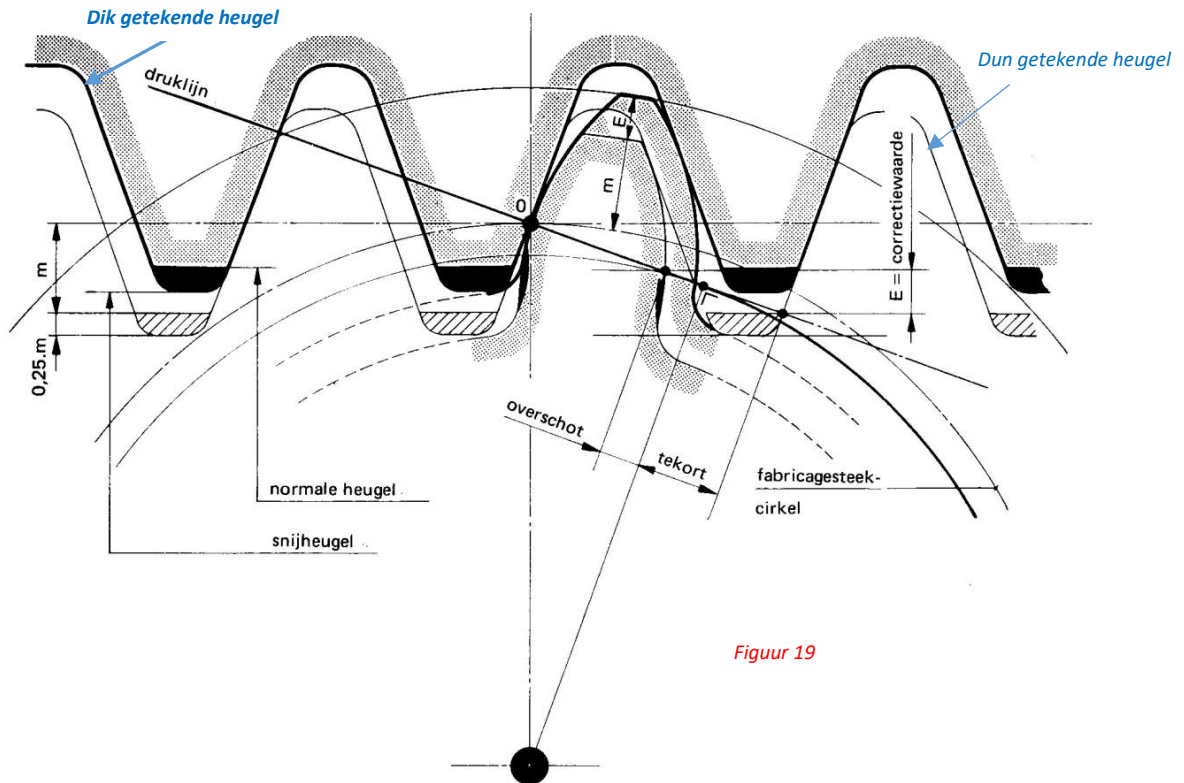
- Puntige tanden (vergelijk de figuren 19 en 20).
- Kleine ingrijpweg en overlappingsquotiënt.

Figuur 20



Tandcorrectie

Het meest probate middel ter opheffing van ondersnijding is positieve tand- correctie.
Wat tandcorrectie is, wordt duidelijk bij bestudering van fig.19. Bij normale bewerking (zie **dun getekende heugel**) zouden de tanden van het wiel ondersnijding vertonen.



Figuur 19

Positieve tandcorrectie komt hier op neer dat de snijheugel wordt teruggetrokken over een zodanige waarde dat geen ondersnijding meer optreedt (zie **dik getekende normale heugel**).

De basiscirkel blijft echter precies dezelfde als bij normale tanden.

Dit geldt ook voor de steekcirkel en de drukhoek. Deze worden nu respectievelijk fabricagesteekcirkel en fabricagedrukhoek genoemd en wel omdat ze samen de diameter van de basiscirkel bepalen.

In fig.14 is t.o.v. normale tanden de kophoogte met de correctiewaarde vergroot, terwijl de voetheogte met deze zelfde waarde is verkleind. De buitendiameter (**kopcirkel**) van een tandwiel met positief gecorrigeerde tanden is dus groter dan normaal.

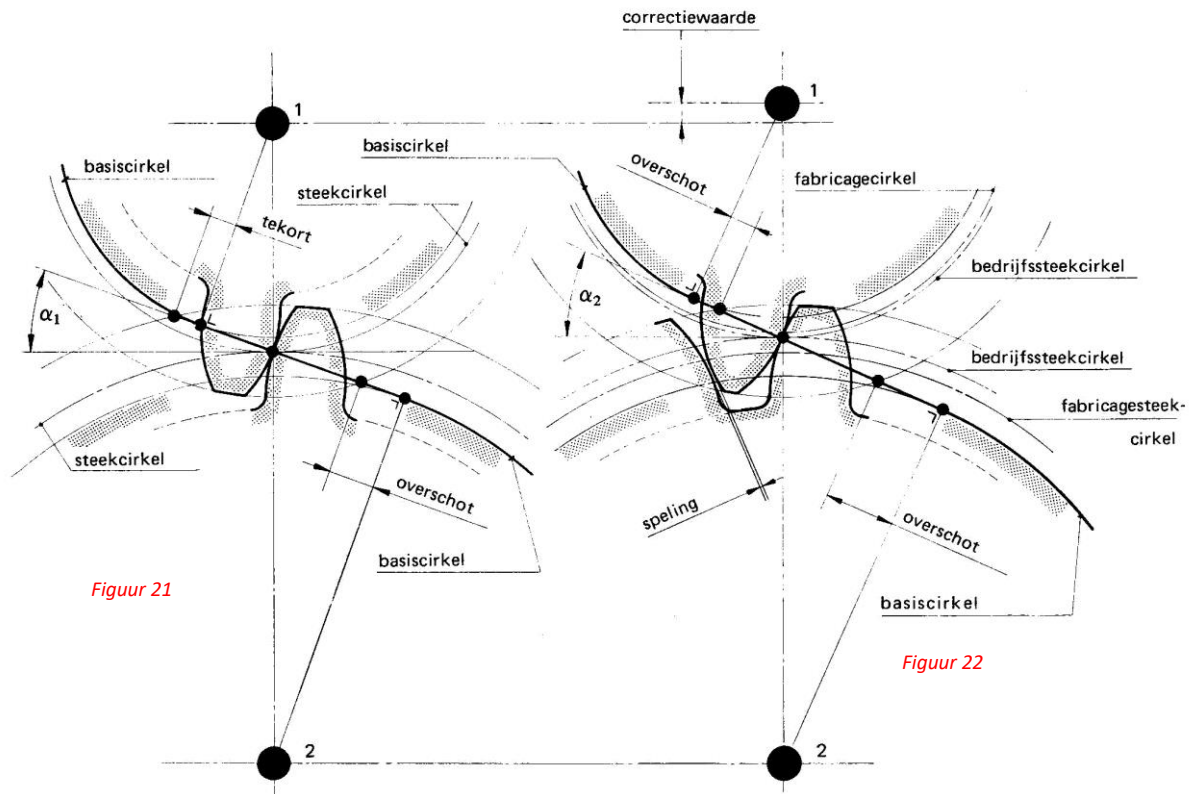
Bij positief gecorrigeerde tanden gaat in feite van dezelfde evolvente een grotere lengte deel uitmaken van de actieve tandflank.

Bijkomstige voordelen van positieve tandcorrectie zijn:

- De contactspanning daalt omdat de gemiddelde kromtestraal van de tandflanken groter is (fig.19).
- De tandvoet wordt breder en daardoor sterker (fig.19).

Positief gecorrigeerde tanden zijn spitsers dan gewone tanden (fig.19)

Bij de tandwieloverbrenging van fig. 21 hebben de tanden van rondsel 1 ondersnijding. Dezelfde tandwieloverbrenging is in fig. 22 getekend met een positief gecorrigeerd rondsel. Het wiel is niet gecorrigeerd. Er is nu geen sprake meer van ondersnijding.



In het voorgaande is reeds betoogd dat bij positieve tandcorrectie de basiscirkel niet verandert. Bij vergelijking van de figuren 21 en 22 blijkt dat de denkbeeldige gespannen draad tussen de beide basiscirkels in de figuren 21 en 22 precies dezelfde is, maar dat deze draad in fig. 22 schuiner staat dan in fig. 21.

De bedrijfssteekcirkels in fig. 21 zijn dezelfde als de fabricagesteekcirkels, terwijl de bedrijfsdrukhoek α_1 de normale fabricagedrukhoek is van 20° .

De fabricagesteekcirkels en de fabricagedrukhoek in fig. 22 zijn precies dezelfde als in fig. 21. De bedrijfssteekcirkels in fig. 22 zijn bepaald door de ligging van punt O

$$\left(\frac{O-2}{O-1} = i \right)$$

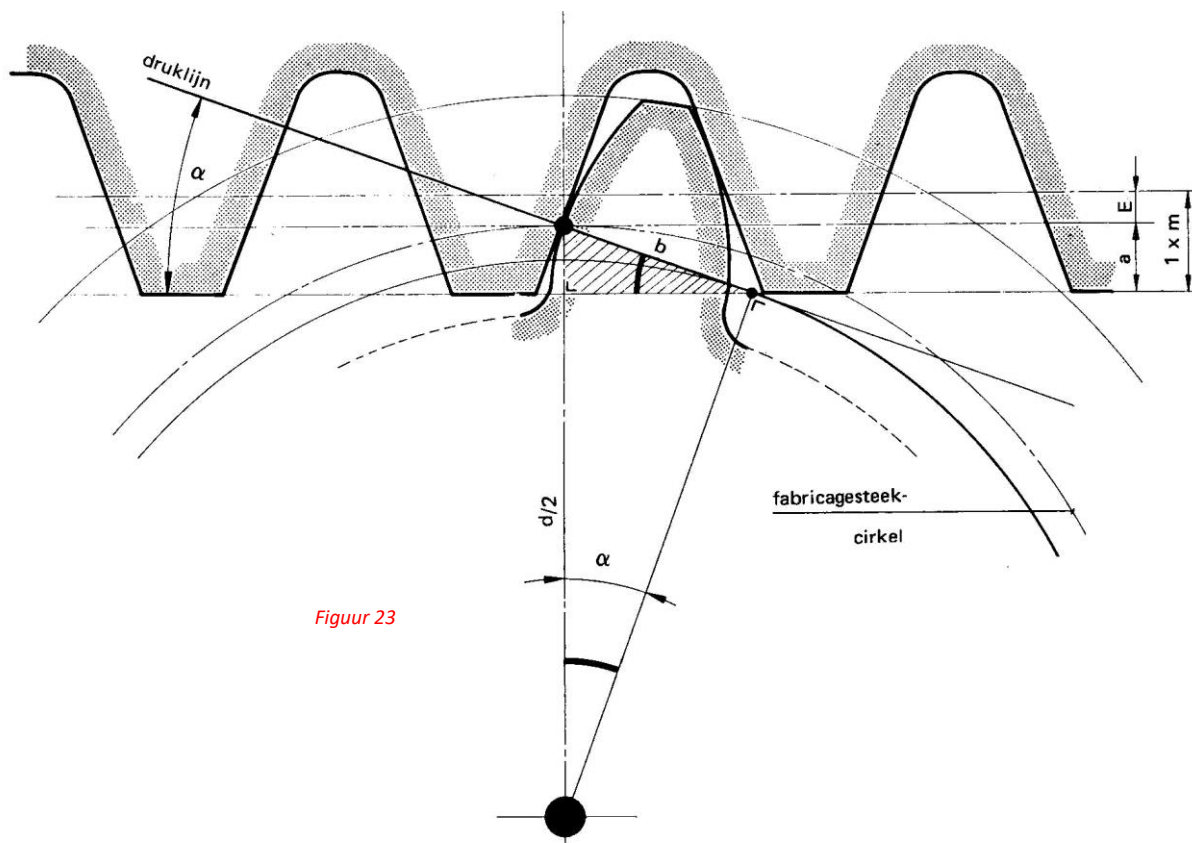
terwijl de bedrijfsdrukhoek α_2 groter is dan de fabricagedrukhoek.

Nadelen van positieve tand correctie zijn:

- Grotere hartafstand (vergelijk de figuren 21 en 22).
- Als gevolg van de grotere bedrijfsdrukhoek vermindering van ingrijpweg en ingrijpboog (de overlappingsquotiënt wordt kleiner).
- Speling tussen de tanden (fig. 22). Bij één draairichting behoeft dit echter geen bezwaar te zijn, bovendien kan deze speling worden opgeheven door de hartafstand een bepaalde waarde te verminderen.

Correctiefactor

Om ondersnijding te voorkomen is de tandheugel in fig. 23 over een waarde E teruggetrokken.



Figuur 23

$$E = x \cdot m$$

Hierin is x de z.g. correctiefactor.

Uit fig. 23 volgt:

$$m = a + E \Rightarrow$$

$$m = a + x \cdot m$$

In de gearceerde driehoek is:

$$a = b \cdot \sin \alpha$$

Zie fig. 23

Uit de gelijkvormige grote driehoek volgt verder dat:

$$b = \frac{d}{2} \cdot \sin^2 \alpha$$

We mogen dus ook schrijven:

$$a = \frac{d}{2} \cdot \sin^2 \alpha$$

Deze waarde voor a ingevuld in de formule:

$$m = a + x \cdot m \quad \text{geeft}$$

$$m = \frac{d}{2} \cdot \sin^2 \alpha + x \cdot m$$

$$\text{Of daar } d = z \cdot m \Rightarrow$$

$$m = \frac{z \cdot m}{2} \cdot \sin^2 \alpha + x \cdot m$$

Na delen door m :

$$1 = \frac{z \cdot \sin^2 \alpha}{2} + x$$

In het voorgaande vonden we voor $z_{\min}$:

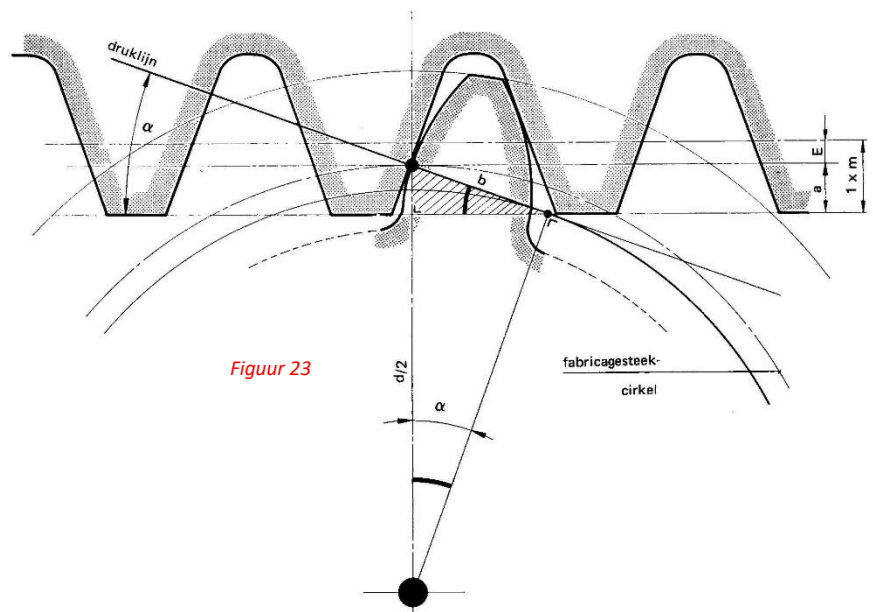
$$z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad \text{dus: } \frac{1}{z_{\min}} = \frac{\sin^2 \alpha}{2}$$

Dit voor $\frac{\sin^2 \alpha}{2}$ ingevuld in de formule:

$$1 = \frac{z \cdot \sin^2 \alpha}{2} + x$$

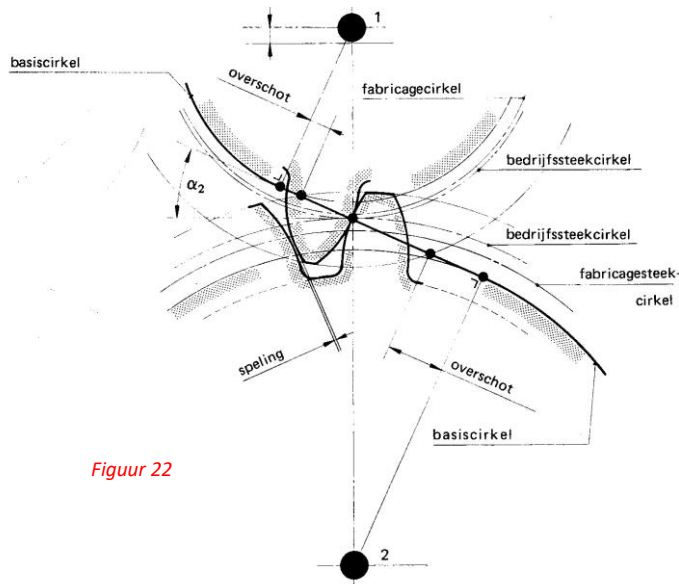
$$\text{geeft: } 1 = \frac{z}{z_{\min}} + x$$

$$\text{dus: } x = 1 - \frac{z}{z_{\min}}$$



Figuur 23

Verschillende correctiemogelijkheden



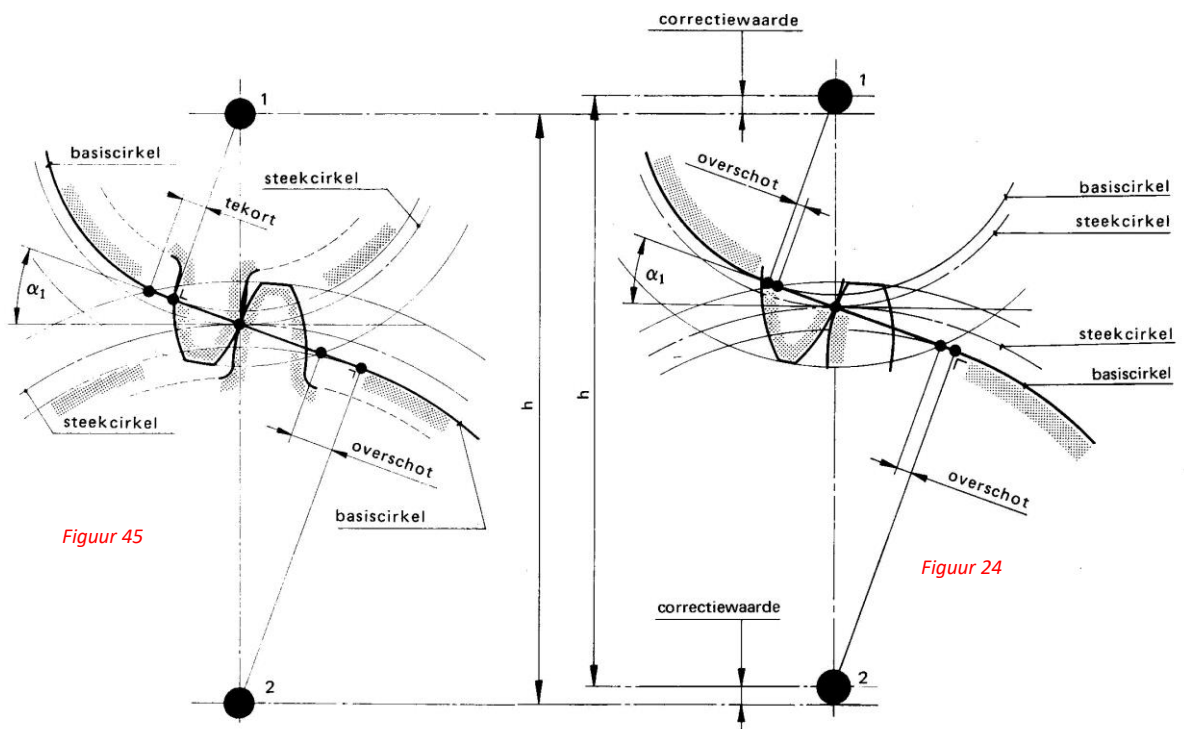
Figuur 22

In fig. 22 hebben we een geval waarbij alleen het rondsel positief is gecorrigeerd. De hartafstand wordt hierdoor groter dan normaal. Is zulks bezwaarlijk, dan kan dit worden opgeheven door de wielstanden negatief te corrigeren (fig. 24).

Bij negatieve tandcorrectie wordt de snijheugel t.o.v. de steekcirkel over een afstand gelijk aan de correctiewaarde naar het hart van het tandwiel toe verplaatst.

Bij positieve tandcorrectie worden de kop- en voetcirkeldiameters tweemaal de correctiewaarde groter dan normaal. Bij negatieve tandcorrectie worden ze dezelfde waarde kleiner dan normaal.

Bij positieve rondsel- en even grote negatieve wielcorrectie bestaat echter het gevaar, dat de tanden van het wiel ondersneden worden. In fig. 25 is geen correctie toegepast (de rondseltanden zijn ondersneden, de wielstanden niet). In fig. 24 zijn de rondseltanden positief gecorrigeerd, de wielstanden zijn evenveel negatief gecorrigeerd waardoor bijna ondersnijding is ontstaan (nog een klein overschot).



Figuur 45

Figuur 24

Sommige constructeurs passen ook in gevallen waarbij dit niet strikt noodzakelijk is zowel bij rondsel als wiel positieve tandcorrectie toe.

Voordelen hiervan zijn:

- Bredere tandvoet, dus sterkere tanden.
- De gemiddelde tandflankkromming wordt minder evenals de contactspanning tussen de samenwerkende tandflanken.
- De hartafstand blijft onveranderd.

$$h = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}$$

Voorbeeld 1

Geg. Van een tandwieloverbrenging is het volgende bekend:

$$z_1 = 20 \text{ tanden}, z_2 = 80 \text{ tanden}, n_1 = 800/\text{min}, m = 8\text{mm} \text{ en } \alpha = 20^\circ.$$

- Gevr. a. Het overbrengingsgetal.
b. Het toerental van het wiel.
c. Steekcirkel, voetcirkel en kopcirkel van rondsel en tandwiel.
d. De hartafstand.

- Opl. a. Het overbrengingsgetal.

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{20} = 4$$

- b. Het toerental van het wiel.

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{800/\text{min}}{4} = \underline{\underline{200/\text{min}}}$$

- c. Steekcirkel, voetcirkel en kopcirkel van rondsel en tandwiel.

Voor het rondsel vinden we:

$$\text{Steekcirkel } d_1 = z_1 \cdot m = 20 \cdot 8\text{mm} = \underline{\underline{160\text{mm}}}$$

$$\text{Voetcirkel } d_{f1} = d_1 - 2 \cdot 1,25 \cdot m = 160\text{mm} - 20\text{mm} = \underline{\underline{140\text{mm}}}$$

$$\text{Kopcirkel } d_{k1} = d_1 + 2 \cdot m = 160\text{mm} + 16\text{mm} = \underline{\underline{176\text{mm}}}$$

Voor het tandwiel vinden we:

$$\text{Steekcirkel } d_2 = z_2 \cdot m = 80 \cdot 8\text{mm} = \underline{\underline{640\text{mm}}}$$

$$\text{Voetcirkel } d_{f2} = d_2 - 2 \cdot 1,25 \cdot m = 640\text{mm} - 20\text{mm} = \underline{\underline{620\text{mm}}}$$

$$\text{Kopcirkel } d_{k2} = d_2 + 2 \cdot m = 640\text{mm} + 16\text{mm} = \underline{\underline{656\text{mm}}}$$

- d. De hartafstand.

$$h = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{160\text{mm} + 640\text{mm}}{2} = \underline{\underline{400\text{mm}}}$$

Een grotere hartafstand is echter ook mogelijk zonder dat wordt afgeweken van het grondbeginsel. De bedrijfsdrukhoek wordt in dat geval groter dan 20° . Hierdoor wordt de ingrijpweg kleiner evenals het overlappingsquotiënt.

Verder ontstaat tussen de tanden speling. Dit komt een enkele maal voor in gevallen waarbij de hartafstand in geringe mate instelbaar moet zijn

Voorbeeld 2

Geg. Van een tandwieloverbrenging is het volgende bekend:

$$z_1 = 13 \text{ tanden}, z_2 = 65 \text{ tanden}, n_1 = 400/\text{min}, m = 10\text{mm} \text{ en } \alpha = 20^\circ.$$

- Gevr. a. Het overbrengingsgetal.
 b. Het toerental van het wiel.
 c. Steekcirkel, voetcirkel en kopcirkel van rondsel en tandwiel.
 Ronsel positief corrigeren $z_{min} = 18$ tanden.
 (zonder ondersnijding met heugel).
 d. De hartafstand.

- Opl. a. Het overbrengingsgetal.

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{65}{13} = \underline{\underline{5}}$$

- b. Het toerental van het wiel.

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{400/\text{min}}{5} = \underline{\underline{80/\text{min}}}$$

- c. Steekcirkel, voetcirkel en kopcirkel van rondsel en tandwiel.
 Ronsel positief corrigeren $z_{min} = 18$ tanden

Voor het rondsel vinden we:

$$\text{Fabricagesteekcirkel } d_1 = z_1 \cdot m = 13 \cdot 10\text{mm} = \underline{\underline{130\text{mm}}}$$

De correctiefactor is:

$$x = 1 - \frac{z}{z_{min}} = 1 - \frac{13}{18} = \underline{\underline{0,278}}$$

De correctiewaarde wordt dus:

$$E = x \cdot m = 0,278 \cdot 10\text{mm} = \underline{\underline{2,78\text{mm}}} = \underline{\underline{3\text{mm}}} \text{ afgerond}$$

Voetcirkel:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot 1,25 \cdot m + 2 \cdot E = 130\text{mm} - 25\text{mm} + 6\text{mm} = \underline{\underline{111\text{mm}}}$$

Kopcirkel:

$$d_{k1} = d_1 - 2 \cdot m + 2 \cdot E = 130\text{mm} + 20\text{mm} + 6\text{mm} = \underline{\underline{156\text{mm}}}$$

Voor het wiel vinden we:

$$\text{Steekcirkel } d_2 = z_2 \cdot m = 65 \cdot 10\text{mm} = \underline{\underline{650\text{mm}}}$$

$$\text{Voetcirkel } d_{f2} = d_2 - 2 \cdot 1,25 \cdot m = 650\text{mm} - 25\text{mm} = \underline{\underline{625\text{mm}}}$$

$$\text{Kopcirkel } d_{k2} = d_2 + 2 \cdot m = 650\text{mm} + 20\text{mm} = \underline{\underline{670\text{mm}}}$$

d. De hartafstand.

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} + E = \frac{130\text{mm} + 650\text{mm}}{2} + 3\text{mm} = \underline{\underline{393\text{mm}}}$$

Bij deze hartafstand zal tussen de samenwerkende tanden echter sprake zijn van enige speling. Is dit niet toelaatbaar, dan moet de hartafstand iets kleiner worden genomen dan **393mm**

Opgaven

1. Geg: Van een tandwieloverbrenging is het volgende gegeven:
 Het aantal tanden van $Z_1 = 21$.
 Het aantal tanden van $Z_2 = 105$.
 Het toerental $n_1 = 960/min$.
 Het tandmoduul $m = 2,5mm$, en $\alpha = 20^\circ$.

 Gevr: a. Het overbrengingsgetal.
 b. Het toerental van het tandwiel.
 c. De steekcirkel, voetcirkel en kopcirkel van rondsel en tandwiel.
 d. De hartafstand.

2. Geg: Van een tandwieloverbrenging is het volgende gegeven:
 Het aantal tanden van $Z_1 = 12$. (positief corrigeren, $Z_{min} = 18$).
 Het aantal tanden van $Z_2 = 60$.
 Het toerental $n_1 = 500/min$.
 Het tandmoduul $m = 6mm$, en $\alpha = 20^\circ$.

 Gevr: a. Het overbrengingsgetal.
 b. Het toerental van het rondsel.
 c. De correctiefactor x en de correctiefactor E .
 d. De steekcirkel, voetcirkel en kopcirkel van rondsel en tandwiel.
 e. De hartafstand.

3. Geg: De zelfde vraag als opgave 2.

 Gevr: Het rondsel positief en het wiel dezelfde waarde negatief gecorrigeerd.

Berekening van rechte tanden op sterkte

De druklijn of ingrijplijn is de werklijn van de kracht F_n die de tandflanken van twee samenwerkende tanden op elkaar uitoefenen (fig. 26).

Uitgegaan wordt van de meest ongunstige toestand, nl. die waarbij slechts één tand van rondsel en wiel met elkaar samenwerken (meestal werken meerdere tanden paren gelijktijdig samen).

De horizontale ontbondene F van F_n in punt 0 kan worden berekend uit:

$$M_w = F_n \cdot r \quad (r = \text{straal basi cirkel, fig. 26})$$

Of:

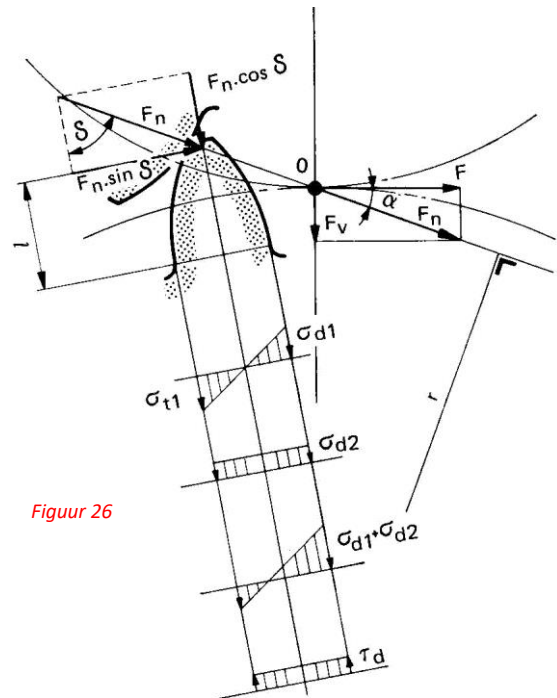
Omdat het moment van de ontbondene F_v t.o.v. het middelpunt nul is, uit:

$$M_w = F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow (d = \text{diameter steekcirkel})$$

$$F = \frac{M_w \cdot 2}{d}$$

Voor F_n mogen we ook schrijven:

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha}$$



Figuur 26

De meest ongunstige tandbelasting treedt op wanneer twee tanden juist beginnen samen te werken (fig. 26).

De tandkracht F_n werkt dan bij één van de tanden aan de top (fig. 26). Door F_n in het snijpunt van de druklijn met het tandmidden te ontbinden in de getekende componenten, vinden we dat de tandvoetdoorsnede wordt belast op:

- 1e. buigen door het moment $F_n \cdot \sin \delta \cdot l$,
- 2e. druk door $F_n \cdot \cos \delta$,
- 3e. afschuiven door $F_n \cdot \sin \delta$.

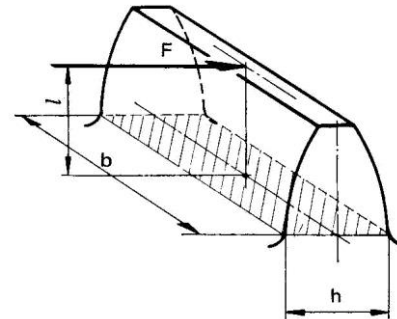
Voor een grafische voorstelling van het spanningsverloop in de tandvoetdoorsnede zie fig. 26.

Gewoonlijk wordt bij sterkteberekening van tanden alleen berekend op buigen. Hoewel niet geheel juist, gaat men er hierbij vanuit dat de op de steekcirkel berekende kracht F werkt aan de top van één tand (fig. 27).

Het buigend moment in de tandvoetdoorsnede is dan:

$$M_b = F \cdot l$$

Figuur 27



Hierbij is aangenomen dat $F_n \cdot \sin \delta \approx F$.

Normaal nemen we voor de in fig. 27 aangegeven maten

$$l = 2,25 \cdot m, \text{ of daar } m = \frac{t}{\pi} \Rightarrow l = 2,25 \cdot \frac{t}{\pi}$$

$b = \lambda \cdot m$ (λ is afhankelijk van de nauwkeurigheid, zie tabel 1).

$h = x \cdot t$ (x hangt af van aantal tanden en correctiewaarde).

Verder is:

$$M_b = W_b \cdot \bar{\sigma}_b \Rightarrow F \cdot l = W_b \cdot \bar{\sigma}_b \Rightarrow F \cdot l = \frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2 \cdot \bar{\sigma}_b$$

$$F \cdot 2,25 \cdot \frac{t}{\pi} = \frac{1}{6} \cdot b \cdot (x \cdot t)^2 \cdot \bar{\sigma}_b \Rightarrow F = t \cdot b \cdot \frac{x^2 \cdot \pi \cdot \bar{\sigma}_b}{6 \cdot 2,25}$$

Het quotiënt: $\frac{x^2 \cdot \pi \cdot \bar{\sigma}_b}{6 \cdot 2,25}$ bestaat met uitzondering van x en $\bar{\sigma}_b$ uit constante waarden.

De grootte ervan is afhankelijk van x en $\bar{\sigma}_b$. Het quotiënt wordt de materiaalconstante C genoemd.

$$C = \frac{x^2 \cdot \pi \cdot \bar{\sigma}_b}{6 \cdot 2,25}$$

We mogen dus schrijven dat:

$$F = t \cdot b \cdot C \text{ (formule van Bach).}$$

Tabel 1

Volgens het voorgaande is:

$$M_w = F \cdot \frac{d}{2}$$

$$F = t \cdot b \cdot C, \text{ of daar: } t = \pi \cdot m \text{ en } b = \lambda \cdot m \Rightarrow$$

$$F = \pi \cdot m \cdot \lambda \cdot m \cdot C \Rightarrow F = m^2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot C$$

$$M_w = m^2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot C \cdot \frac{d}{2}$$

Wijze van asondersteuning	λ
ondersteuning door wentellagers en voortreffelijke glijlagers, stijve lagerfundaties en assen.	tot 30
goede asondersteuning in b.v. tandwielkasten	tot 25
normale asondersteuning, hefwerktuigen, enz.	tot 15

Verder is:

$$d = z \cdot m \text{ invullen in } m^2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot C \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow$$

$$M_w = m^2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot C \cdot \frac{z \cdot m}{2} \Rightarrow m = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_w}{C \cdot z \cdot \lambda}} \quad \text{Moduul op sterkte}$$

Voor de waarden van C zie tabel 2.

Voor de waarden van λ zie tabel 1.

Tabel 2

materiaal der tanden	C-waarden in N/mm ² voor aangegeven tandenaantallen zonder ondersnijding, d.w.z. zonodig gecorrigeerde tanden																				$\bar{\sigma}_b$ in N/mm ²	HBS in
	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34	40	50	65	80	100	>100			
GG 195	2,1	2,3	2,4	2,5	2,7	2,9	3,0	3,1	3,2	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	4,0	4,1	4,3	4,5	4,5	35	170	
GG 240	2,8	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7	3,8	4,0	4,1	4,3	4,5	4,6	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,7	45	200	
GG 290	3,4	3,6	3,8	4,0	4,3	4,5	4,6	4,9	5,0	5,3	5,5	5,7	5,9	6,1	6,3	6,5	6,8	7,0	7,0	55	220	
GST 440	4,0	4,2	4,5	4,7	5,0	5,3	5,5	5,8	5,9	6,3	6,5	6,7	6,9	7,1	7,4	7,7	8,0	8,3	8,3	65	125	
GST 510	4,3	4,6	4,9	5,1	5,4	5,7	5,9	6,2	6,4	6,8	7,0	7,2	7,5	7,7	8,0	8,3	8,6	8,9	8,9	70	145	
Fe 430	4,6	4,9	5,2	5,5	5,8	6,1	6,3	6,6	6,8	7,2	7,5	7,7	8,0	8,3	8,6	8,9	9,2	9,6	9,6	75	125	
Fe 490	5,2	5,5	5,9	6,2	6,6	7,0	7,2	7,5	7,8	8,2	8,5	8,7	9,0	9,4	9,7	10,0	10,4	10,8	10,8	85	153	
Fe 590	6,1	6,5	7,0	7,3	7,8	8,2	8,4	8,9	9,1	9,6	10,0	10,3	10,6	11,0	11,4	11,8	12,2	12,7	12,7	100	180	
Fe 690	7,4	7,8	8,3	8,7	9,3	9,8	10,0	10,6	10,9	11,6	12,0	12,3	12,8	13,2	13,7	14,2	14,7	15,3	15,3	120	208	
Si. Mn. St ^{750/800} (veredeld)	9,2	9,8	10,4	10,9	11,7	12,3	12,6	13,3	13,7	14,5	14,9	15,4	16,0	16,5	17,1	17,7	18,4	19,1	19,1	150	230	
Si. Mn. St ^{850/900} (veredeld)	10,4	11,0	11,8	12,3	13,2	13,9	14,3	15,0	15,5	16,4	16,9	17,5	18,0	18,7	19,3	20,0	20,8	21,7	21,7	170	260	
gehard staal	13,5	14,3	15,2	15,9	17,1	18,0	18,5	19,5	20,0	22,2	22,0	22,6	23,4	24,2	25,0	26,0	27,0	28,0	28,0	220	600	
kunstharsweefsel*	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,7	3,8	3,8	30		

* Kunststoffen vinden toepassing vanwege hun sterk geluid- en trillingdempend vermogen. De dempende werking is het grootst wanneer een tandwiel met tanden van kunsthars samenwerkt met een rondsel van staal. Men heeft dan bovendien het voordeel dat door het grote oppervlak van het wiel de ontwikkelde wrijvingswarmte gemakkelijk tijdig kan worden afgevoerd. Een rondsel van kunststof zou vanwege het zeer slechte warmtegeleidend vermogen van dit materiaal moeilijkheden kunnen opleveren.

Grote tandbreedten zijn alleen toelaatbaar wanneer de assen van de samenwerkende wielen zuiver evenwijdig lopen. Geringe afwijkingen hebben nl. reeds z.g. hoekcontact tussen de samenwerkende tanden tot gevolg. Dit niet over de volle tandbreedte elkaar raken van de samenwerkende tanden kan tand breuk tot gevolg hebben (afbreken van een hoek).

Berekening van tanden op levensduur

In de meeste gevallen wordt een tandwieloverbrenging niet onbruikbaar door tandbreuk, maar door putvorming. Deze slijtage wordt veroorzaakt door de hoge drukspanning tussen de contactlijnen van de samenwerkende tandflanken. Daardoor brokkelen kleine stukjes materiaal uit de tandflanken en ontstaan kleine putjes (pitting).

Het eerste begint dit verschijnsel zich voor te doen ter plaatse van de steekcirkel.

De smeeromstandigheden zijn, omdat de samenwerkende tandflanken daar t.o.v. elkaar het minst glijden, op die plaats het slechtst.

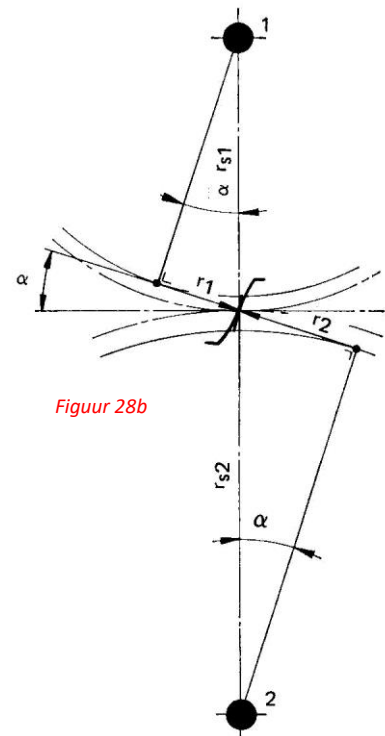
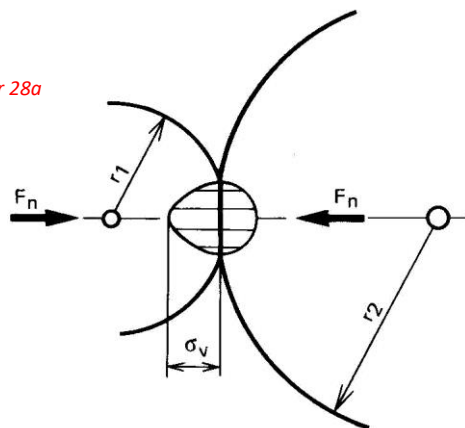
Volgens Hertz geldt voor de maximale drukspanning σ_v tussen twee over elkaar rollende cilinders:

$$\sigma_v^2 = 0,175 \cdot \frac{F_n}{b} \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

Hierin is voor tandwielen:

- F_n de kracht op de contactplaats.
- b de lengte waarover de tanden elkaar raken ($b = \lambda \cdot m$).
- E_1 de elasticiteitsmodulus van het rondsel materiaal.
- E_2 de elasticiteitsmodulus van het wiel materiaal.
- r_1 de kromtestraal van de rondseltandflank in het raakpunt (fig. 28b).
- r_2 de kromtestraal van de wieltandflank in het raakpunt (fig. 28b).

Figuur 28a



Figuur 28b

De tandflank met de kleinste kromtestraal wordt het sterkst vervormd (fig. 28a), zodat de maximale drukspanning optreedt in de tandflank van het rondsel

Uit:

$$\sigma_v^2 = 0,175 \cdot \frac{F_n}{b} \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) = \frac{0,35}{2} \cdot \frac{F_n}{b} \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \Rightarrow$$

$$\frac{\sigma_v^2}{0,35} \cdot \frac{(E_1 + E_2)}{2 \cdot E_1 \cdot E_2} = \frac{F_n}{2 \cdot b} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

Stellen we:

$$\frac{\sigma_v^2}{0,35} \cdot \frac{(E_1 + E_2)}{2 \cdot E_1 \cdot E_2} = k$$

Dan is:

$$k = \frac{F_n}{2 \cdot b} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

Volgens figuren 28a-b is:

$$r_1 = r_{s1} \cdot \sin \alpha$$

en:

$$r_2 = r_{s2} \cdot \sin \alpha \text{ of daar } \frac{r_{s2}}{r_{s1}} = i \text{ dus } r_{s2} = r_{s1} \cdot i$$

$$r_2 = r_{s1} \cdot i \cdot \sin \alpha \text{ (} i = \text{overbrengingsgetal)}$$

Verder is:

$$r_{s1} = \frac{z_1 \cdot m}{2} \text{ (} z_1 = \text{aantal tanden rondsel} \text{)} \\ m = \text{modulus}$$

We mogen ook schrijven dat:

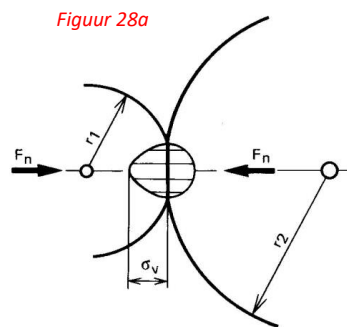
$$r_1 = \frac{z_1 \cdot m \cdot \sin \alpha}{2}$$

En dat:

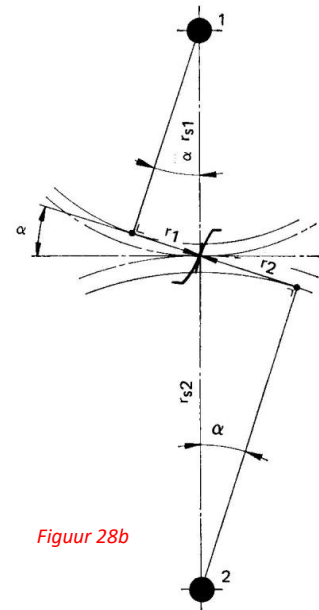
$$r_2 = \frac{z_1 \cdot m \cdot i \cdot \sin \alpha}{2}$$

Volgens fig. 26 is:

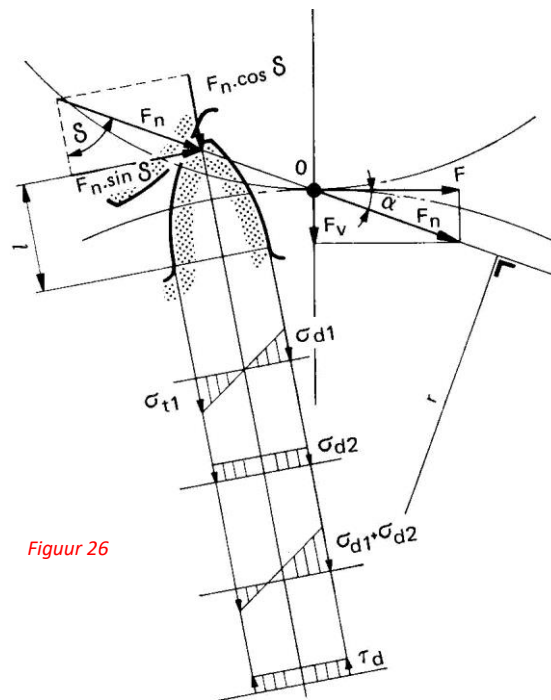
$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha} \text{ en } b = \lambda \cdot m$$



Figuur 28a



Figuur 28b



Figuur 26

Dit ingevuld in:

$$k = \frac{F_n}{2 \cdot b} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

Geeft:

$$k = \frac{F}{2 \cdot \lambda \cdot m \cdot \cos \alpha} \cdot \left(\frac{2}{z_1 \cdot m \cdot \sin \alpha} + \frac{2}{z_1 \cdot m \cdot i \cdot \sin \alpha} \right) \Rightarrow$$

$$k = \frac{F}{\lambda \cdot m \cdot \cos \alpha} \cdot \left(\frac{i}{z_1 \cdot m \cdot i \cdot \sin \alpha} + \frac{1}{z_1 \cdot m \cdot i \cdot \sin \alpha} \right) \Rightarrow$$

$$k = \frac{F}{\cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \lambda \cdot m^2 \cdot z_1} \cdot \left(\frac{i+1}{i} \right)$$

Verder is:

$$M_{w1} = F \cdot r_{s1} \text{ of } M_{w1} = F \cdot \frac{z_1 \cdot m}{2}$$

Dus:

$$F = \frac{M_{w1} \cdot 2}{z_1 \cdot m}$$

We mogen dus ook schrijven dat:

$$k = \frac{M_{w1} \cdot 2}{\cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \lambda \cdot m^3 \cdot z_1^2} \cdot \left(\frac{i+1}{i} \right)$$

Hier uit volgt dat:

$$m^3 = \frac{M_{w1} \cdot 2}{\cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \lambda \cdot z_1^2} \cdot \left(\frac{i+1}{i} \right) \cdot \frac{1}{k}$$

Met $\alpha = 20^\circ$ vinden we hieruit:

$$m = \sqrt[3]{6,22 \cdot \frac{M_{w1}}{\lambda \cdot z_1^2 \cdot k} \cdot \left(\frac{i+1}{i} \right)} \quad \text{Moduul op levensduur}$$

Voor waarden van k voor 5000 bedrijfs uren zie tabel 3.

Er moet naar worden gestreefd dat de waarde van k voor rondsel en wiel even groot wordt, zodat de tanden niet ongelijk slijten.

Wijkt het aantal bedrijfsuren af van 5000, dan moet de waarde voor k uit tabel 3 worden vermenigvuldigd met de waarde voor φ uit tabel 4.

Tabel 3

k -waarden in N/mm^2 voor het aangegeven materiaal, samenwerkend met Fe of GST en voor 5000 bedrijfsuren.

De k -waarde van met GG samenwerkend materiaal mag 1,5 maal de aangegeven waarde worden genomen.

Voor Fe op Fe ($E_1 = E_2 = 21 \cdot 10^4 N/mm^2$) vinden we nl. dat:

$$\frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = 21 \cdot 10^4 N/mm^2$$

Voor rondsel Fe ($E_1 = 21 \cdot 10^4 N/mm^2$) en wiel GG ($E_1 = 11 \cdot 10^4 N/mm^2$) vinden we dat:

$$\frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = 14,4 \cdot 10^4 N/mm^2 \left(\frac{21 \cdot 10^4 N/mm^2}{4,4 \cdot 10^4 N/mm^2} \approx 1,5 \right)$$

materiaal	HBS	k_{5000} bij toerentallen van rondsel of wiel resp. n_1 en n_2 per minuut										
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	5000
GG 195	170	3,2	2,4	1,9	1,5	1,1	0,88	0,77				
GG 290	220	6,0	4,4	3,5	2,8	2,1	1,65	1,44	1,3	1,15		
Fe 430 en GST 510	125	3,5	2,6	2,0	1,6	1,2	0,95	0,83	0,75	0,66	0,56	
Fe 490	153	2,5	3,8	3,1	2,4	1,8	1,4	1,2	1,1	0,98	0,83	0,66
Fe 590	180	7,3	5,3	4,2	3,4	2,5	2,0	1,7	1,6	1,4	1,1	0,91
Fe 690	208	9,7	7,1	5,7	4,5	3,3	2,6	2,3	2,1	1,8	1,5	1,2
Si.-Mn.-St. $\frac{750}{800}$	230		8,7	6,9	5,5	4,1	3,2	2,8	2,6	2,2	1,9	1,5
Si.-Mn.-St. $\frac{850}{900}$	260			8,9	7,0	5,2	4,1	3,6	3,3	2,8	2,4	1,9
gehard staal	600				37,4	27,6	21,9	19,0	17,4	15,2	12,8	10,0

Tabel 4

aantal bedrijfsuren	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000	300000
factor φ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32	0,256

Berekeningen op warmteafvoer

Bij toerentallen boven **1000/min** moet het rondsel van de overbrenging bovendien worden berekend op warmteafvoer met behulp van de empirische formule:

$$\frac{z_1 \cdot m \cdot b}{C_1 \cdot C_2} \geq P$$

Hierin is:

- P het over te brengen vermogen in **kW**
- z_1 het aantal tanden van het rondsel
- m de modulus in **mm**
- b de tandbreedte in **mm**

$$C_1 = 1360 \frac{\text{mm}^2}{\text{kW}}$$

$$C_2 = \frac{i + 1}{7 \cdot z_1 \cdot i} \quad i = \text{het overbrengingsgetal}$$

Voorbeeld 1

Geg. Over te brengen vermogen $P = 38 \text{ kW}$.
 $n_1 = 1000/\text{min}$, $z_1 = 20$ tanden, $i = 4$, en $\lambda = 20$
 Rondsel E 335 (Fe 590)
 Assen S 275 (Fe 430) – $\bar{\tau}_w = 14 \text{ N/mm}^2$

Gevr. Deze tandwieloverbrenging te berekenen voor 5000 bedrijfsuren.

Opl. a. Berekening asdiameters:

Toerental wiel:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1000/\text{min}}{4} = \underline{250/\text{min}}$$

Aantal tanden wiel:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 20 \cdot 4 = \underline{80}$$

Rondsels:

$$M_{w1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{38 \cdot 10^3 \text{ Nm/s} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1000/\text{min}} = \underline{362,9 \text{ Nm}} = \underline{362,9 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}$$

$$M_{w1} = W_{w1} \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_1^3 \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_1^3 \cdot 14 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{362,9 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 16}{\pi \cdot 14 \text{ N/mm}^2}} \approx \underline{\underline{50 \text{ mm}}}$$

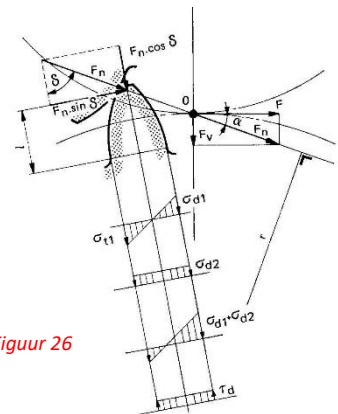
Wielas:

$$M_{w2} = \frac{P}{\omega_2} = \frac{38 \cdot 10^3 \text{ Nm/s} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 250/\text{min}} = \underline{1451,5 \text{ Nm}} = \underline{1451,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}$$

$$M_{w2} = W_{w2} \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_2^3 \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_2^3 \cdot 14 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{1451,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 16}{\pi \cdot 14 \text{ N/mm}^2}} \approx \underline{\underline{81 \text{ mm}}}$$

In werkelijkheid worden de assen door de tand kracht F_n (fig. 26) bovendien op buigen belast. Door echter de wringspanning zeer laag te kiezen, zal de as bij een later uit te voeren nauwkeurige berekening zowel op buigen als wringen meestal sterk genoeg blijken. Deze berekening kan echter pas worden uitgevoerd als de steunpunten van de as bekend zijn.



Figuur 26

b. Moduulberekening van het rondsel op levensduur:

$$m = \sqrt[3]{6,22 \cdot \frac{M_{w1}}{\lambda \cdot z_1^2 \cdot k} \cdot \left(\frac{i+1}{i}\right)} \Rightarrow$$

$$k = 1,6 \text{ N/mm}^2 \text{ voor } n = 1000/\text{min}$$

$$m = \sqrt[3]{6,22 \cdot \frac{362,9 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{20 \cdot 20^2 \cdot 1,6} \cdot \left(\frac{4+1}{4}\right)} = \underline{\underline{6 \text{ mm}}}$$

De k -waarde voor het wiel materiaal moet bij $250/\text{min}$ en 5000 bedrijfsuren ten minste gelijk zijn aan die van het rondsel, nl. $1,6 \text{ N/mm}^2$.

We kiezen voor het wielmateriaal $E 295 (Fe 490)$ met $1,8 \text{ N/mm}^2$ (zie tabel 3).

c. Moduulberekening van de rondseltanden op sterkte:

$$m = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{w1}}{\lambda \cdot C \cdot z_1}} \Rightarrow \quad C = 9,6N/mm^2 \text{ voor } E 335 (Fe 590) \text{ tabel 2}$$

$$C = 10,4N/mm^2 \text{ voor } E 295 (Fe 490).$$

$$m = 0,86 \sqrt[3]{\frac{362,9 \cdot 10^3 Nmm}{20 \cdot 9,6N/mm^2 \cdot 20}} = \underline{\underline{3,9mm}}$$

Hieruit blijkt dat de berekening op levensduur maatgevend is, zodat de modulus 6mm wordt.

d. Afmetingen overbrenging:

Steekcirkel rondselsel $d_1 = 20 \cdot 6mm = \underline{\underline{120mm}}$

Steekcirkel wiel $d_2 = 80 \cdot 6mm = \underline{\underline{480mm}}$

Hartafstand

$$h = \frac{120mm + 480mm}{2} = \underline{\underline{300mm}}$$

Wielbreedte $b = \lambda \cdot m = 20 \cdot 6mm = \underline{\underline{120mm}}$

Voorbeeld 2

Geg. Over te brengen vermogen $P = 22kW$.
 $n_1 = 450/min$, $z_1 = 18$ tanden, $i = 4,5$, en $\lambda = 15$
Tandwiel GG 290. Rondselsel staal.
Assen E 295 (Fe 490) – $\bar{\tau}_w = 14N/mm^2$.

Gevr. Deze tandwieloverbrenging te berekenen voor 10000 bedrijfsuren.

Opl. a. Berekening asdiameters:

Toerental wiel:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{450/min}{4,5} = \underline{\underline{100/min}}$$

Aantal tanden wiel:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 18 \cdot 4,5 = \underline{\underline{81}}$$

Rondselas:

$$M_{w1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{22 \cdot 10^3 \text{ Nm/s} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 450/\text{min}} = \underline{467 \text{ Nm}} = \underline{467 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}$$

$$M_{w1} = W_{w1} \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_1^3 \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_1^3 \cdot 14 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{467 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 16}{\pi \cdot 14 \text{ N/mm}^2}} \approx \underline{\underline{55 \text{ mm}}}$$

Wielas:

$$M_{w2} = \frac{P}{\omega_2} = \frac{22 \cdot 10^3 \text{ Nm/s} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 100/\text{min}} = \underline{2101 \text{ Nm}} = \underline{2101 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}$$

$$M_{w2} = W_{w2} \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_2^3 \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_2^3 \cdot 14 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{2101 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 16}{\pi \cdot 14 \text{ N/mm}^2}} \approx \underline{\underline{91 \text{ mm}}}$$

b. Moduulberekening op slijtage:

In tabel 3 vinden we voor GG 290 bij $n_2 = 100/\text{min}$ en 5000 bedrijfsuren $k_{5000} = 2,8 \text{ N/mm}^2$. De factor φ voor 10000 bedrijfsuren is volgens tabel 4, $\varphi = 0,8$. Dus: $k_{10000} = 0,8 \cdot 2,8 \text{ N/mm}^2 = 2,24 \text{ N/mm}^2$.

De k-waarde voor het rondselmateriaal bij $n_1 = 450/\text{min}$, en 5000 bedrijfsuren moet dus zijn:

$$\frac{2,8 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 1,87 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{gietijzer op staal, zie toelichting bij tabel 3})$$

We moeten in dit geval E 295 (Fe490) $k_{5000} = 1,4 \text{ N/mm}^2$ kiezen omdat bij keuze van E 335 (Fe590) met $k_{5000} = 2 \text{ N/mm}^2$ de voor de berekening geldende k_{10000} waarde voor het rondselmateriaal hoger zou liggen dan die van het wiel/materiaal, waardoor de tanden van het wiel meer zouden slijten dan die van het rondsel.

De k-waarde van het rondselmateriaal E 295 (Fe490) bij $n_1 = 450/\text{min}$ en 1000 bedrijfsuren wordt:

$$k_{10000} = 1,5 \cdot \varphi \cdot k_{5000} = 1,5 \cdot 0,8 \cdot 1,4 \text{ N/mm}^2 = 1,68 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{lager dan van GG 290})$$

$$m = \sqrt[3]{6,22 \cdot \frac{M_{w1}}{\lambda \cdot z_1^2 \cdot k} \cdot \left(\frac{i+1}{i}\right)} \Rightarrow$$

$$m = \sqrt[3]{6,22 \cdot \frac{467 \cdot 10^3 Nmm}{15 \cdot 18^2 \cdot 1,68} \cdot \left(\frac{4,5+1}{4,5}\right)} = \underline{\underline{7,58mm}}$$

c. Moduulberekening van het wiel op sterkte:

$$m = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{w2}}{\lambda \cdot C \cdot z_2}} \Rightarrow$$

$C = 6,8N/mm^2$ voor GG 290 tabel 2

$C = 7,8N/mm^2$ voor E 295 (Fe 490)

$$m = 0,86 \sqrt[3]{\frac{2101 \cdot 10^3 Nmm}{15 \cdot 6,8N/mm^2 \cdot 81}} = \underline{\underline{5,45mm}}$$

Daar de berekening op levensduur maatgevend is, wordt modulus $m = 8mm$.

d. Afmetingen overbrenging:

Steekcirkel rondsel $d_1 = 18 \cdot 8mm = \underline{\underline{144mm}}$

Steekcirkel wiel $d_2 = 81 \cdot 8mm = \underline{\underline{648mm}}$

Hartafstand

$$h = \frac{144mm + 648mm}{2} = \underline{\underline{396mm}}$$

Wielbreedte $b = \lambda \cdot m = 15 \cdot 8mm = \underline{\underline{120mm}}$

Voorbeeld 3

Geg. Van een tandwieloverbrenging is het volgende bekend.

$$n_1 = 1100/min, z_1 = 21 \text{ tanden}, i = 4, \text{ en } m = 5mm.$$

Rondsel- en wielbreedte = 90mm.

Rondsel E 335 (Fe 590) en wiel S 275 (Fe 430).

Gevr. Het maximale vermogen te berekenen dat kan worden overgebracht bij 40000 bedrijfsuren.

Opl. a. Bereken het maximale vermogen op levensduur:

Toerental tandwiel

$$n_2 = \frac{1100/min}{4} = \underline{275/min}$$

Aantal tanden tandwiel

$$z_2 = z_1 \cdot i = 21 \cdot 4 = \underline{84}$$

Met behulp van de tabellen 3 en 4 vinden we voor het rondselmateriaal:

$$k_{40000} = \varphi \cdot k_{5000} = 0,5 \cdot 1,6N/mm^2 = \underline{0,8N/mm^2}$$

En voor het wielmateriaal:

$$k_{40000} = \varphi \cdot k_{5000} = 0,5 \cdot 1,2N/mm^2 = \underline{0,6N/mm^2}$$

De laagste van deze waarden moet voor de berekening op levensduur worden aangehouden.

$$m = \sqrt[3]{6,22 \cdot \frac{M_{w1}}{\lambda \cdot z_1^2 \cdot k} \cdot \left(\frac{i+1}{i}\right)} \Rightarrow$$

De tandbreedte is:

$$b = \lambda \cdot m \Rightarrow \lambda = \frac{b}{m} = \frac{90mm}{5mm} = \underline{18}$$

We vinden dus dat:

$$M_{w1} = \frac{m^3 \cdot \lambda \cdot z_1^2 \cdot k \cdot i}{6,22 \cdot (i+1)} \Rightarrow$$

$$M_{w1} = \frac{(5mm)^3 \cdot 18 \cdot 21^2 \cdot 0,6 \cdot 4}{6,22 \cdot (4+1)} = \underline{76,6 \cdot 10^3 Nmm} = \underline{76,6Nm}$$

Verder is:

$$M_{w1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \Rightarrow$$

$$P = M_{w1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 76,6Nm \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1100}{60} / s = \underline{\underline{8830Nms}} = \underline{\underline{8830W}} = \underline{\underline{8,83kW}}$$

b. Bereken maximale vermogen op sterkte:

$$\begin{aligned} C &= 9,2N/mm^2 \text{ voor } S 275 (Fe 430) \\ C &= 9,6N/mm^2 \text{ voor } E 335 (Fe 590) \end{aligned} \quad \text{tabel 2}$$

De laagste waarde moet bij sterkteberekening worden aangehouden.

$$m = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{w2}}{\lambda \cdot C \cdot z_2}} \Rightarrow$$

Dus:

$$M_{w2} = \frac{m^3 \cdot \lambda \cdot C \cdot z_2}{0,86^3} = \frac{(5mm)^3 \cdot 18 \cdot 9,2N/mm^2 \cdot 84}{(0,86)^3} = \underline{\underline{2734 \cdot 10^3 Nmm}} = \underline{\underline{2734Nm}}$$

Verder is:

$$M_{w2} = \frac{P}{\omega_2} \Rightarrow$$

$$P = M_{w2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2 = 2734Nm \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{275}{60} / s = \underline{\underline{78734Nms}} = \underline{\underline{7834W}} = \underline{\underline{78,3kW}}$$

c. Controle op warmte afvoer:

Daar het toerental boven 1000/min ligt, moet ook worden berekend op warmteafvoer.

$$\frac{z_1 \cdot m \cdot b}{C_1 \cdot C_2} \geq P \quad \left(C_2 = \frac{i+1}{7 \cdot z_1 \cdot i} = \frac{4+1}{7 \cdot 21 \cdot 4} = \frac{5}{28 \cdot 21} \right)$$

$$P \leq \frac{21 \cdot 5mm \cdot 90mm \cdot 28 \cdot 21}{1360 \frac{mm^2}{kW} \cdot 5} = \underline{\underline{817kW}}$$

Slijtage blijkt maatgevend, dus kan 8,83kW worden overgebracht.

Opgaven

1. Geg: Van een tandwieloverbrenging is het volgende gegeven:
Het toerental $n_1 = 750/min$.
Het aantal tanden van $Z_1 = 23$.
De overbrengingsverhouding $i = 3$.
De as ondersteunings factor $\lambda = 18$
Het over te brengen vermogen $P = 45kW$.
Het ronsel is van $Fe 360$.
De assen zijn van $Fe 430$, en $\bar{\tau}_w = 14N/mm^2$.

Gevr: Bereken de tandwieloverbrenging voor 40.000 bedrijfsuren.

2. Geg: Van een overbrenging in een tandwielkast is het volgende gegeven:
Het toerental $n_1 = 250/min$.
Het aantal tanden van $Z_1 = 20$.
De overbrengingsverhouding $i = 4,75$.
De as ondersteunings factor $\lambda = 18$
Het over te brengen vermogen $P = 30kW$.
Het wiel is van $Fe 430$.
De assen zijn van $Fe 430$, en $\bar{\tau}_w = 14N/mm^2$.

Gevr: Bereken de tandwieloverbrenging voor 80.000 bedrijfsuren.

3. Geg: Van een tandwieloverbrenging is het volgende gegeven:
Het toerental $n_2 = 360/min$.
Het aantal tanden van $Z_1 = 25$.
Het aantal tanden van $Z_2 = 100$.
Breedte wiel en ronsel $b = 160mm$.
Het wiel is van $GG 290$.
Het ronsel is van $Fe 590$.

Gevr: a. Bereken en max. vermogen dat kan worden overgebracht bij 5000 bedrijfsuren.
b. Controleer de tandwieloverbrenging op warmteafvoer.

Tandwielen met schuine tanden

De tanden van deze wielen verlopen schroeflijnvormig (fig. 29). De hoek tussen de tandflanken (ter hoogte van de steekcirkel) en de ashartlijn, wordt de tandhoek β genoemd. Deze hoek is tevens de gemiddelde spoedhoek (fig. 30).



Figuur 29

Berekening steekcirkeldiameter

Daar schuine tanden met hetzelfde gereedschap worden vervaardigd als rechte tanden is de over de steekcilinder gemeten loodrechte afstand tussen twee opeenvolgende gelijkstandige tandflanken evenals bij rechte tanden gelijk aan:

$$t_n = \pi \cdot m_n \quad \begin{array}{l} t_n = \text{normaalsteek} \\ m_n = \text{normaal modulus} \end{array}$$

Voor berekening van de steekcirkeldiameter hebben we echter nodig de over de steekcirkel gemeten steek t_a (fig. 30).

Volgens het in fig. 30 getekende driehoekje is:

$$t_a = \frac{t_n}{\cos \beta} = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta}$$

Stellen we het aantal tanden op z , dan vinden we dat de omtrek van de steekcirkel gelijk is aan:

$$t_a \cdot z = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta} \cdot z \quad (\text{fig. 30})$$

De omtrek van de steekcirkel is ook gelijk aan:

$$\pi \cdot d \quad (\text{fig. 30})$$

Hieruit volgt dat:

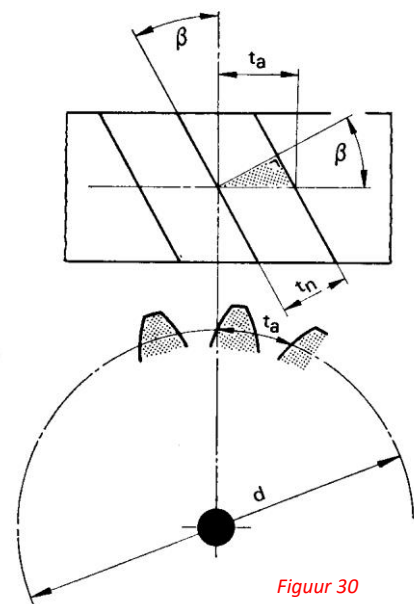
$$\pi \cdot d = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta} \cdot z$$

Dus dat:

$$d = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z$$

$$\frac{m_n}{\cos \beta} = m_o \quad (\text{omtrekmodulus})$$

$$\text{De buitendiameter} = d + 2 \cdot m_n$$



Figuur 30

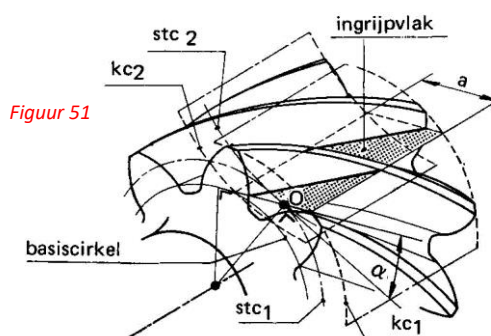
Voordelen van schuine t.o.v. rechte tanden

Het in **fig. 31** getekende rondsel werkt samen met een tandwiel waarvan alleen de kopcilinder (kc_2) en de steekcirkel (stc_2) zijn getekend. Het ingrijpvlak, waarin de gemeenschappelijke aanrakingspunten van de samenwerkende tanden liggen, heeft een lengte a die wordt bepaald door het gedeelte van de ingrijplijn dat ligt tussen de kopcirkels van beide wielen (**fig. 31**). Het contact tussen twee tandflanken komt bij tandwielen met rechte tanden plotseling over de volle wielbreedte tot stand en wordt aan het einde van de ingrijping ook weer plotseling over de volle wielbreedte verbroken.

Zeer smalle wielen buiten beschouwing gelaten, zullen bij tandwieloverbrengingen met schuine tanden altijd twee of meer tandenparen over een gedeelte van de wielbreedte gelijktijdig met elkaar samenwerken. Zie hiervoor de **dikgetrokken** contactlijnen in het ingrijpvlak van **fig. 31**.

Een schuin tandenpaar werkt ook langer met elkaar samen dan een recht tandenpaar van dezelfde afmetingen. M.a.w. schuine tanden geven een groter overlappingsquotiënt dan rechte tanden. Behalve dat overbrengingen met schuine tanden hierdoor rustiger lopen, zal het gelijktijdig met elkaar samenwerken van meerdere tanden en het toenemende respectievelijk afnemende contact van de tandenparen tot gevolg hebben, dat zowel de belasting als ontlasting van de tanden geleidelijk verloopt.

Verder is de kans op ondersnijding bij schuine tanden geringer dan bij rechte tanden (**in dit boek wordt hierop niet verder ingegaan**).



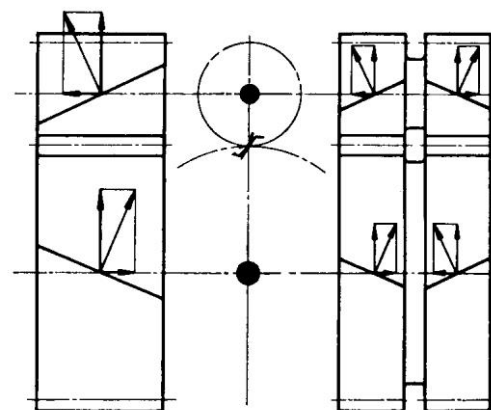
Figuur 51

Nadelen van schuine t.o.v. rechte tanden

- Schuine tanden zijn moeilijker te vervaardigen.
- De wrijvingsverliezen zijn bij schuine tanden groter.
- Uit de ontbinding van de tandkracht in **fig. 32** volgt dat aan de steekcirkel behalve een tangentialia ook een axiale kracht werkt.

Bij een overbrenging volgens **fig. 32** moet voor het opnemen van deze axiale kracht op elke as een druklager worden aangebracht.

Bij de V-vertanding, of pijl vertanding volgens **fig. 33** heffen de axiale krachten op rondsel en tandwiel elkaar op en zijn dus geen axiaallagers nodig. De groef tussen de linkse en rechtse vertanding van rondsel en wiel is aangebracht om het bewerken van de tanden te vergemakkelijken.



Figuur 32

Figuur 33

Berekening van schuine tanden op sterkte

Op dezelfde manier als bij rechte tanden vinden we voor schuine tanden dat:

$$F' = t_n \cdot b' \cdot C$$

Uit fig. 34 volgt verder dat:

$$b' = \frac{b}{\cos \beta} \text{ en dat: } F' = \frac{F}{\cos \beta}$$

Voor $F' = t_n \cdot b' \cdot C$ mogen we dus schrijven:

$$\frac{F}{\cos \beta} = t_n \cdot \frac{b}{\cos \beta} \cdot C \text{ of: } F = t_n \cdot b \cdot C$$

Deze formule is precies dezelfde als die voor rechte tanden.

Uit fig. 34 volgt verder dat:

$$M_w = F \cdot \frac{d}{2}$$

$$F = t_n \cdot b \cdot C \text{ of daar } t_n = \pi \cdot m_n \text{ en } b = \lambda \cdot m_n \Rightarrow \\ F = \pi \cdot m_n \cdot \lambda \cdot m_n \cdot C = m_n^2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot C$$

We mogen dus ook schrijven dat:

$$M_w = m_n^2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot C \cdot \frac{d}{2}$$

In het voorgaande vonden we dat:

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}$$

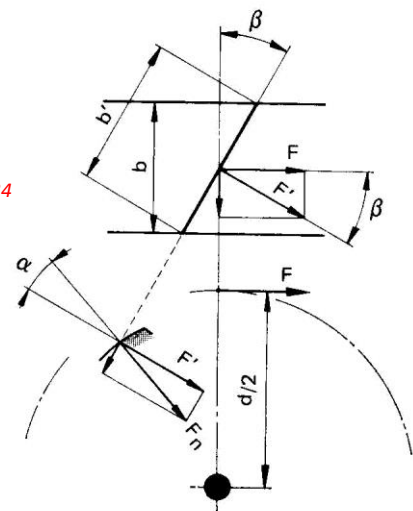
Dus:

$$M_w = m_n^2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot C \cdot \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta \cdot 2}$$

Hieruit volgt dat:

$$m_n = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_w \cdot \cos \beta}{\lambda \cdot C \cdot z}}$$

Figuur 34



Berekening van schuine tanden op levensduur

Op dezelfde manier als bij rechte tanden kan worden afgeleid dat bij $\alpha = 20^\circ$ de modulus van schuine tanden kan worden berekend met:

$$m_n = \sqrt[3]{6,22 \cdot \frac{M_{w1} \cdot \cos^4 \beta}{\lambda \cdot z_1^2 \cdot k} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

Voorbeeld

Geg. Van een tandwieloverbrenging is het volgende bekend:

Het over te brengen vermogen $P = 37kW$.

$z_1 = 18$ tanden, $i = 4mm$, $\lambda = 25$, $n_1 = 1000/min$, en $\beta = 20^\circ$.

Materiaal:

rondsel $-Si - Mn - St^{850/900}$

assen $S 275 (Fe 430) - \bar{\tau}_w = 14N/mm^2$

Gevr. Bereken de overbrenging voor 40000 bedrijfsuren.

Opl. Toerental tandwiel:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1000/min}{4} = \underline{250/min}$$

Aantal tanden tandwiel:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 18 \cdot 4 = \underline{72}$$

a. Bereken de asdiameters:

Rondselas:

$$M_{w1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{37 \cdot 10^3 Nm/s \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1000/min} = \underline{353,3Nm} = \underline{353,3 \cdot 10^3 Nmm}$$

$$M_{w1} = W_{w1} \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_1^3 \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_1^3 \cdot 14N/mm^2 \Rightarrow$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{353,3 \cdot 10^3 Nmm \cdot 16}{\pi \cdot 14N/mm^2}} \approx \underline{50mm}$$

Wielas:

$$M_{w2} = \frac{P}{\omega_2} = \frac{37 \cdot 10^3 \text{ Nm/s} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 250/\text{min}} = \underline{1413,3 \text{ Nm}} = \underline{1413,3 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}$$

$$M_{w2} = W_{w2} \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_2^3 \cdot \bar{\tau}_w = \frac{\pi}{16} \cdot d_2^3 \cdot 14 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{1413,3 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 16}{\pi \cdot 14 \text{ N/mm}^2}} \approx \underline{80 \text{ mm}}$$

b. Moduulberekening van het rondsel op levensduur:

$$m_n = \sqrt[3]{6,22 \cdot \frac{M_{w1} \cdot \cos^4 \beta}{\lambda \cdot z_1^2 \cdot k} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$$k = k_{5000} \cdot \varphi = 3,3 \text{ N/mm}^2 \cdot 0,5 = \underline{1,65 \text{ N/mm}^2} \quad \text{Tabel 3 en 4}$$

$$m_n = \sqrt[3]{6,22 \cdot \frac{353,3 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 0,94^4}{25 \cdot 18^2 \cdot 1,65 \text{ N/mm}^2} \cdot \frac{4+1}{4}} = \underline{5,4 \text{ mm}}$$

materiaal	HBS	k ₅₀₀₀ bij toerentallen van rondsel of wiel resp. n ₁ en n ₂ per minuut										
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	5000
GG 195	170	3,2	2,4	1,9	1,5	1,1	0,88	0,77				
GG 290	220	6,0	4,4	3,5	2,8	2,1	1,65	1,44	1,3	1,15		
Fe 430 en GST 510	125	3,5	2,6	2,0	1,6	1,2	0,95	0,83	0,75	0,66	0,56	
Fe 490	153	2,5	3,8	3,1	2,4	1,8	1,4	1,2	1,1	0,98	0,83	0,66
Fe 590	180	7,3	5,3	4,2	3,4	2,5	2,0	1,7	1,6	1,4	1,1	0,91
Fe 690	208	9,7	7,1	5,7	4,5	3,3	2,6	2,3	2,1	1,8	1,5	1,2
Si.-Mn.-St. ^{750/800}	230		8,7	6,9	5,5	4,1	3,2	2,8	2,6	2,2	1,9	1,5
Si.-Mn.-St. ^{850/900}	260			8,9	7,0	5,2	4,1	3,6	3,3	2,8	2,4	1,9
gehard staal	600				37,4	27,6	21,9	19,0	17,4	15,2	12,8	10,0

Tabel 3

aantal bedrijfsuren	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000	300000
factor φ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32	0,256

Tabel 4

De waarde van k voor het wielmateriaal moet bij $n_2 = 250/\text{min}$ en 40000 bedrijfsuren ten minste gelijk zijn aan die van het rondselmateriaal, nl. $1,65 \text{ N/mm}^2$.

Dus moet $k_{5000} = 3,3 \text{ N/mm}^2$ zijn. Volgens tabel 3 wordt het materiaal van de wieltanden dus E 360 (Fe 690).

Moduulberekening van het wiel op sterkte:

$$m_n = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{w2} \cdot \cos \beta}{\lambda \cdot C \cdot z_2}}$$

Volgens tabel 2 is voor:
E 360 (Fe 690) $C = 14,5N/mm^2$

$$m_n = 0,86 \sqrt[3]{\frac{1413,3 \cdot 10^3 \cdot 0,94}{25 \cdot 14,5N/mm^2 \cdot 72}} = 3,18mm$$

Slijtage blijkt maatgevend dus wordt $m_n = 6mm$

Tabel 2

materiaal der tanden	C-waarden in N/mm ² voor aangegeven tandenaantallen zonder ondersnijding, d.w.z. zonodig gecorrigeerde tanden																			$\bar{\sigma}_b$ in N/mm ²	HBS in
	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34	40	50	65	80	100	>100		
GG 195	2,1	2,3	2,4	2,5	2,7	2,9	3,0	3,1	3,2	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	4,0	4,1	4,3	4,5	4,5	35	170
GG 240	2,8	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7	3,8	4,0	4,1	4,3	4,5	4,6	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,7	45	200
GG 290	3,4	3,6	3,8	4,0	4,3	4,5	4,6	4,9	5,0	5,3	5,5	5,7	5,9	6,1	6,3	6,5	6,8	7,0	7,0	55	220
GST 440	4,0	4,2	4,5	4,7	5,0	5,3	5,5	5,8	5,9	6,3	6,5	6,7	6,9	7,1	7,4	7,7	8,0	8,3	8,3	65	125
GST 510	4,3	4,6	4,9	5,1	5,4	5,7	5,9	6,2	6,4	6,8	7,0	7,2	7,5	7,7	8,0	8,3	8,6	8,9	8,9	70	145
Fe 430	4,6	4,9	5,2	5,5	5,8	6,1	6,3	6,6	6,8	7,2	7,5	7,7	8,0	8,3	8,6	8,9	9,2	9,6	9,6	75	125
Fe 490	5,2	5,5	5,9	6,2	6,6	7,0	7,2	7,5	7,8	8,2	8,5	8,7	9,0	9,4	9,7	10,0	10,4	10,8	10,8	85	153
Fe 590	6,1	6,5	7,0	7,3	7,8	8,2	8,4	8,9	9,1	9,6	10,0	10,3	10,6	11,0	11,4	11,8	12,2	12,7	12,7	100	180
Fe 690	7,4	7,8	8,3	8,7	9,3	9,8	10,0	10,6	10,9	11,6	12,0	12,3	12,8	13,2	13,7	14,2	14,7	15,3	15,3	120	208
Si. Mn. St ^{750/800} (veredeld)	9,2	9,8	10,4	10,9	11,7	12,3	12,6	13,3	13,7	14,5	14,9	15,4	16,0	16,5	17,1	17,7	18,4	19,1	19,1	150	230
Si. Mn. St ^{850/900} (veredeld)	10,4	11,0	11,8	12,3	13,2	13,9	14,3	15,0	15,5	16,4	16,9	17,5	18,0	18,7	19,3	20,0	20,8	21,7	21,7	170	260
gehard staal	13,5	14,3	15,2	15,9	17,1	18,0	18,5	19,5	20,0	22,2	22,0	22,6	23,4	24,2	25,0	26,0	27,0	28,0	28,0	220	600
kunststofsweefsel*	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,7	3,8	3,8	30	

Afmetingen overbrenging:

$$\text{Steekcirkel wiel: } d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{72 \cdot 6mm}{\cos 20^\circ} \approx 460mm$$

$$\text{Kopcirkel wiel: } d_{k2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 460mm + 2 \cdot 6mm = 472mm$$

$$\text{Voetcirkel wiel: } d_{f2} = d_2 - 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = 460mm - 2 \cdot 1,25 \cdot 6mm = 445mm$$

$$\text{Steekcirkel rondsel: } d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{18 \cdot 6mm}{\cos 20^\circ} \approx 115mm$$

$$\text{Kopcirkel rondsel: } d_{k1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 115mm + 2 \cdot 6mm = 127mm$$

$$\text{Voetcirkel rondsel: } d_{f1} = d_1 - 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = 115mm - 2 \cdot 1,25 \cdot 6mm = 100mm$$

$$\text{Hartafstand: } h = \frac{460mm + 115mm}{2} = 287,5mm$$

$$\text{Wielbreedte: } b = \lambda \cdot m_n = 25 \cdot 6mm = 150mm$$

Opgaven

1. Geg: Van een tandwieloverbrenging met schuine tanden is het volgende gegeven:
Het aantal tanden van $Z_1 = 19$.
Het overbrengingsgetal $i = 4$.
Het normaal tandmoduul $m_n = 8mm$, en $\beta = 25^\circ$.

Gevr: a. De steekcirkel, de kopcirkel en voetcirkel van rondsels en wiel.
b. De hartafstand.

2. Geg: Van een tandwieloverbrenging met schuine tanden is het volgende gegeven:
Het aantal tanden van $Z_1 = 21$.
Het toerental $n_1 = 750/min$.
Het overbrengingsgetal $i = 3$, $\lambda = 20$ en $\beta = 25^\circ$.
Het over te brengen vermogen $P = 53kW$.
Materiaal wiel E 360 (Fe 690).
Materiaal assen S 275 (Fe 430), $\bar{\tau}_w = 14N/mm^2$.

Gevr: Bereken de overbrenging voor 80000 bedrijfsuren.

3. Geg: Van een tandwieloverbrenging met schuine tanden is het volgende gegeven:
Het aantal tanden van $Z_1 = 20$.
Het toerental $n_1 = 500/min$.
Het overbrengingsgetal $i = 4,75$, $\lambda = 28$ en $\beta = 15^\circ$.
Het over te brengen vermogen $P = 40kW$.
Materiaal wiel S 275 (Fe 430).
Materiaal assen S 275 (Fe 430), $\bar{\tau}_w = 14N/mm^2$.

Gevr: Bereken de overbrenging voor 10000 bedrijfsuren.

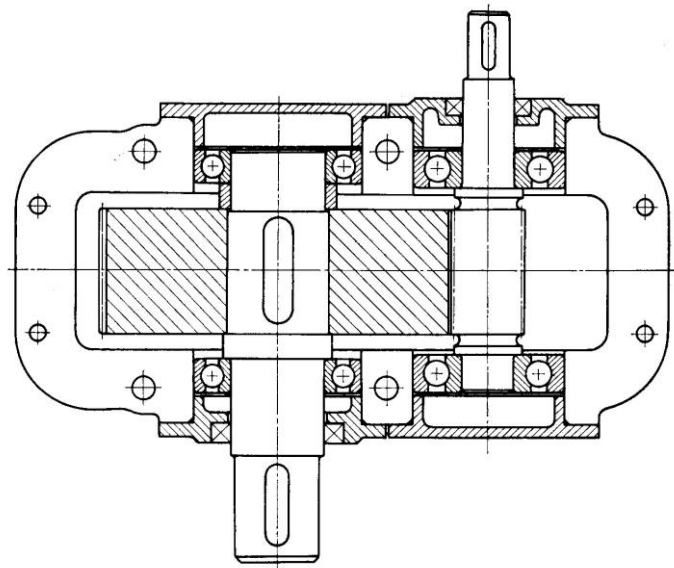
Smering

Bij lage omtrekssnelheden (tot 4m/s) wordt wel gesmeerd met vet.

Is een tandwieloverbrenging ondergebracht in een kast (fig. 35a-b) dan kan tot omtrekssnelheden van 10m/s oliebadsmering worden toegepast.

Bij omtrekssnelheden boven 10m/s spuit men de smeeroilie vaak tussen de samenwerkende tanden. Oliebadsmering geeft bij dergelijke snelheden meestal ongewenste schuimvorming en te veel wrijvingsverlies door rotatie in de olie.

Figuur 35a



Figuur 35b

