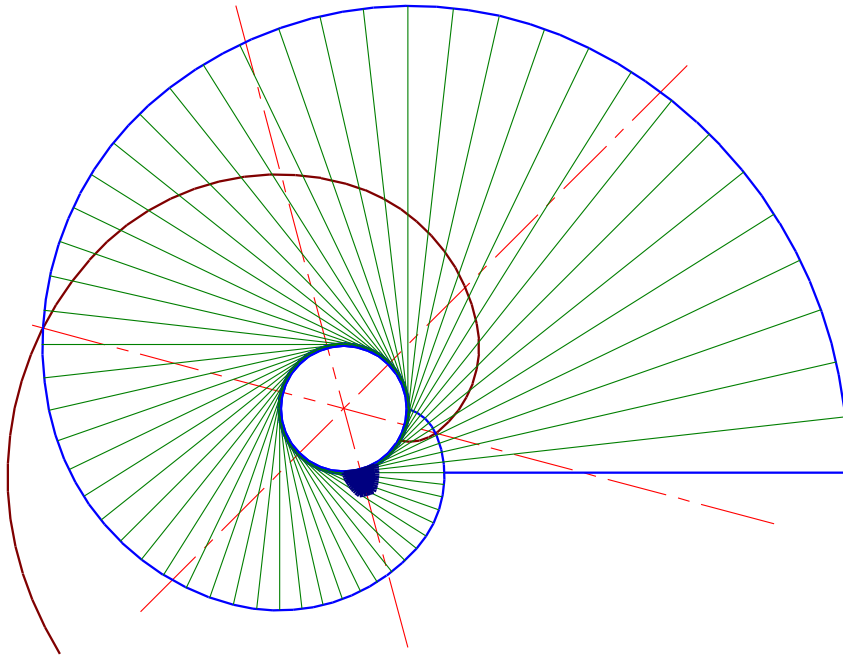


Overbrengingen

- Kettingoverbrenging
- Tandwieloverbrenging
- Verzamelonderwerpen
- Ontwerp van een bagageligiets



Construeren III Mod. 9

Bert Broeren

12 November 2015

Inhoudsopgave

Onderwerp	pagina
1 Kettingoverbrenging	1
1.1 Inleiding.....	1
1.2.1. Galleketting	1
1.2.2. Scharnierketting.....	1
1.2.3. Rollenketting.....	1
1.3 Kettingwielen	3
1.4 Opstelling van een kettingoverbrenging.....	5
1.5 Berekening kettingaandrijving.....	7
1.6 Bepaling van het kettingtype.....	8
1.7 Vraagstukken	11
2. Tandwieloverbrenging	1
2.1 Inleiding.....	1
2.2 Diverse type tandwielen.....	1
2.2.1 Rechte tandwieloverbrenging voor evenwijdige assen.....	1
2.2.2 Kegeltandwieloverbrenging voor snijdende assen.	2
2.2.3 Tandwieloverbrengingen voor kruisende assen.	2
2.2.3.1 Schroefwieloverbrenging.	2
2.3 Overbrengingsverhoudingen.	4
2.4 Materialen.....	5
2.5 Het rendement van de tandwieloverbrenging.....	5
2.6 Cilindrische tandwielen.	6
2.5 Theoretische tandvorm.	10
2.7 Evolvente tanden.....	12
2.8 Berekening cilindrische tandwielen.....	16
2.8.1 Inleiding en belastingfactoren.	16
2.8.2. Berekening van de tanden op tandbreuk.	17
2.9 Planeetwielaandrijving.....	25
Hst. 3 Verzamelonderwerpen	1
Inleiding.....	1
Rolweerstandberekening.....	1
Effectieve kracht op cranckstel.	4

Weerstand in lagers van een stangenmechanisme	5
Weerstand in lagers van een lineair mechanisme.....	6
Afzetkrachten en heup en kniemomenten.....	7
Aandrijfmechanisme waarbij de knie zorgt voor de aandrijving.....	8
Aandrijfmechanisme waarbij de heup zorgt voor de aandrijving.	9
Aandrijfmechanisme waarbij de heup en knie zorgt voor de aandrijving.	10
De draaicirkels van een voertuig.	11
Ackerman principe.....	15
Traploze toerenregeling.....	16
Traploze toerenregeling.....	17
Traploze toerenregeling.....	17
Hst 4 Ontwerp van een Bagageligiets.....	1
Ontwerpeisen:	2
Hoofdmaten van de bagagefiets.....	7
Berekening maximale hoogte v.h. zwaartepunt	9
Bagagefiets getekend in Solid Works.	10
Antwoorden v.d. vraagstukken	1
Bijlage TENTAMEN	1

1 Kettingoverbrenging

1.1 Inleiding

Daar de onderdelen voor een kettingaandrijving, de ketting, het kettingwiel of rondsel handelsartikelen zijn, dient men bij het ontwerpen van een dergelijke aandrijving rekening te houden met de aanwijzingen van de leverancier.

Een kettingaandrijving biedt de volgende voordelen:

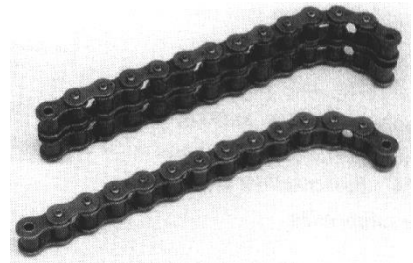
- Er treedt **geen slip** op.
- De **hartafstand** tussen de assen kan **klein** zijn.
- Door één ketting kunnen **meer assen tegelijkertijd** worden aangedreven.
- Bij een **goede smering** en het vereiste onderhoud heeft de aandrijving een lange levensduur en een **hoog rendement**.

1.2.1. Galleketting

Voor overbrenging waaraan geen hoge eisen worden gesteld, gebruikt men de zogenaamde galleketting, zie figuur 1.1A. De ketting bestaat uit platte schalmen, die met pennen aan elkaar zijn verbonden. Voor grote belastingen worden verscheidene schalmen naast elkaar geplaatst.

Ofschoon de centrifugale kracht bij hoge snelheden geen invloed op de krachtoverbrenging uitoefent, neemt men bij deze kettingen de snelheid niet groter dan 0.5 meter per seconde.

Het nadeel van de galleketting is de snelle slijtage van de pennen, doordat de vlaktedruk tussen de pennen en de tanden van het kettingwiel of rondsel erg hoog is en de schalmen om de pennen een scharnierende beweging maken.



1.2.2. Scharnierketting

De scharnierketting, zie figuur 1.1B heeft dit nadeel niet. De binnenste platen zijn aan de bussen geklonken. Bij het op en aflopen van de ketting op het kettingwiel scharniert de bus om de bout. Door het grote loopvlak is de slijtage gering; de platen zijn vrijwel niet meer aan slijtage onderhevig.



1.2.3. Rollenketting

Voor kettingoverbrengingen waarvan hoge eisen worden gesteld, past men de zogenaamde rollenketting toe, zie figuur 1.1C. Hierbij is om de scharnierbus nog een gehard stalen bus aangebracht. Bij het op- en aflopen van de ketting rollen deze bussen langs de tandflanken, zodat de wrijving gering is. Deze kettingen worden dan ook zeer veel toegepast. Een even aantal schalmen maakt het mogelijk ze eindloos uit te voeren. Heeft de ketting een oneven aantal schalmen, dan moet men de einden door verloopschakels aan elkaar verbinden in verband met het verspringen van de schalmen.

Figuur 1.1E geeft een verbindingsschakel voor kettingen met een steek van 8 tot 25.4 mm.

Voor het overbrengen van grote krachten worden rollenkettingen gebruikt, die twee- of driedubbel zijn uitgevoerd, de z.g. duplex- en triplexketting.

Figuur 1.1D geeft een dubbele rollenketting. Voor de afmetingen en verdere gegevens zie de normbladen DIN 8187 en 818 of de ISO-normen R/606 of documentatiemateriaal.

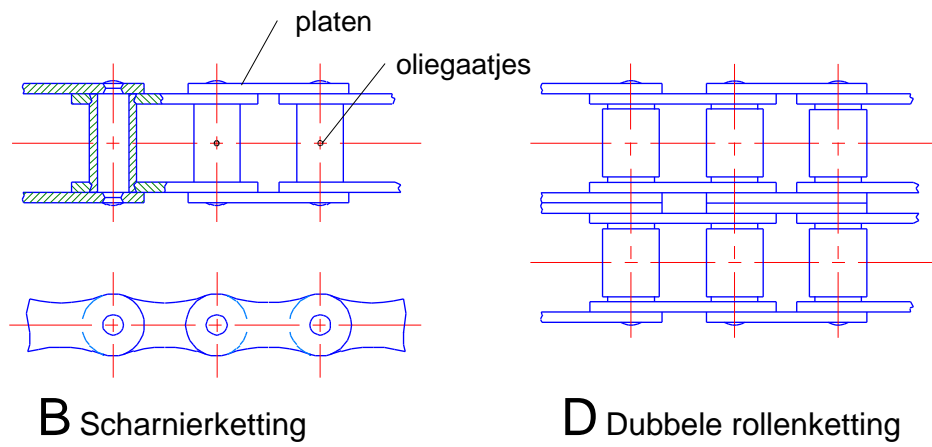
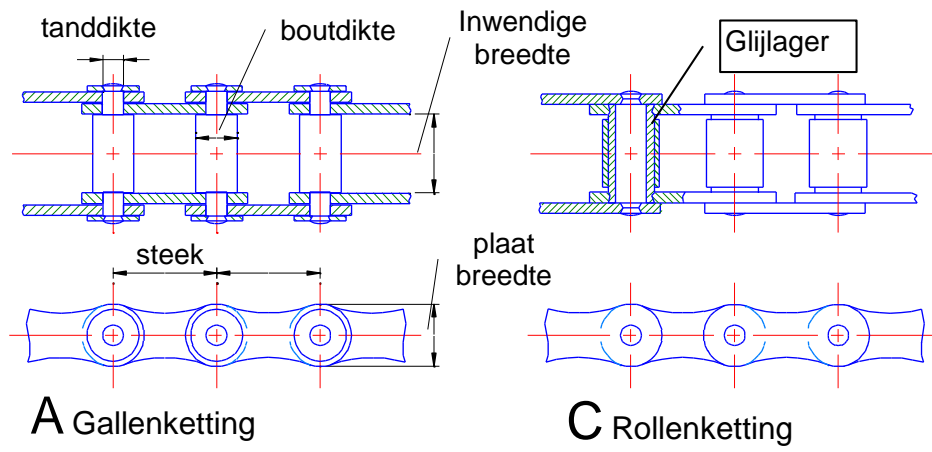
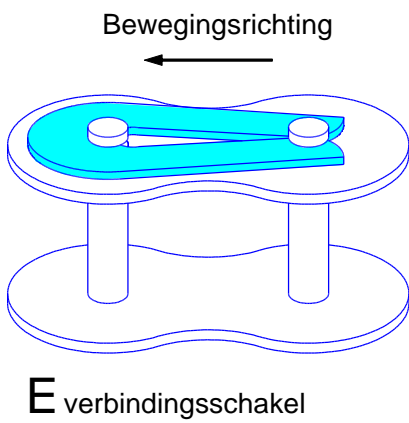


Fig.1.1 Diverse kettingen



1.3 Kettingwielen

Daar de benodigde kettingwielen niet zelf worden vervaardigd, verwijzen wij hiervoor naar de catalogi van de fabrikanten. Het maximale aantal tanden op de wielen die de meeste leveranciers in voorraad hebben, is 150 stuks.

De hart-op-hartafstand (H.O.H.) tussen de assen maakt men niet kleiner dan 30 maal de steek van de ketting, en niet groter dan 80 maal de steek. De kettingwielen moeten nauwkeurig in één vlak liggen, daar zijdelingse buiging ontoelaatbaar is.

Voor het naspannen van de ketting is een verstelinrichting gewenst (fig.1.4). Is de hartafstand van de assen niet te vergroten, dan kan een spanwiel, aangebracht in het slappe part, worden toegepast (fig.1.5).

Daar de slijtage geringer wordt als zo veel mogelijk tanden tegelijkertijd in de ketting grijpen, moet de omspannen boog niet kleiner dan 90° tot 120° worden genomen. Voor spanwielen 45° ... 50° .

In verband met het rustig oplopen van de ketting op het kettingwiel geeft men het kleinste kettingwiel niet minder dan 19 tanden, ten minste in de zwaardere technische toepassingen, zeker in de fietssport worden hier uitzonderingen op gemaakt.

Wordt een ketting toegepast met een steek p en een aantal tanden z , dan kan de middellijn D van de steekcirkel als volgt worden berekend.

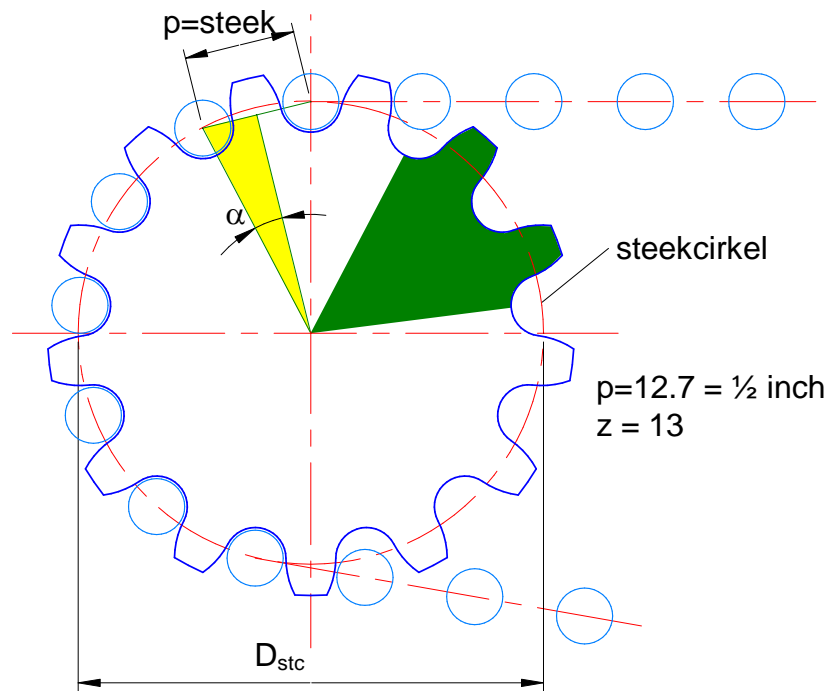
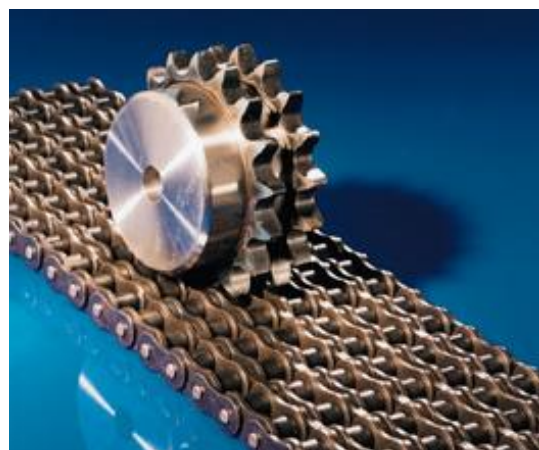
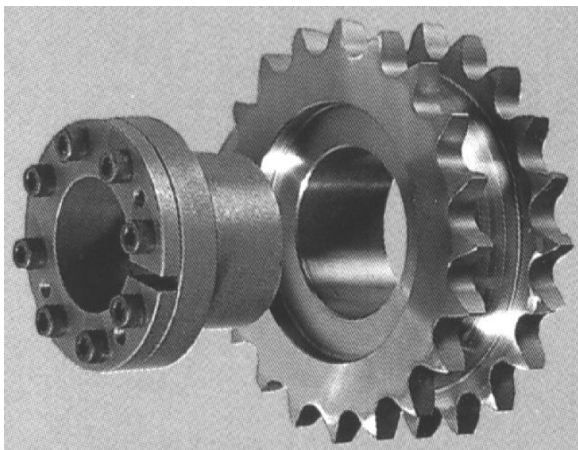


Fig.1. 2 Kettingwiel met inlopende ketting



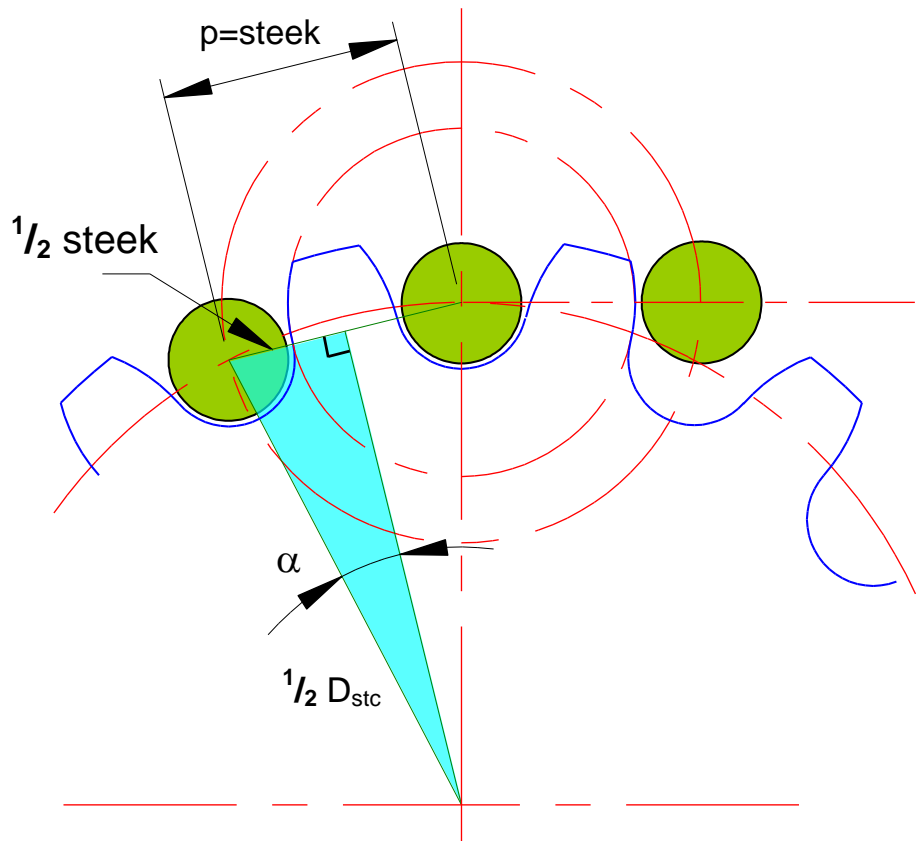
$$\sin \alpha = \frac{\frac{1}{2} p}{\frac{1}{2} D_{stc}}$$

of:

$$\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right) = \frac{p}{D_{stc}}$$

Hieruit volgt

$$D_{stc} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$$



D_{stc} = de middellijn van de steekcirkel

p = steek van de ketting Fig.1. 3 Geometrie kettingwiel

z = het aantal tanden van de ketting

Onder de steek van een kettingwiel verstaat men de rechte afstand tussen twee overeenkomstige punten tussen twee opeenvolgende tanden gemeten op de steekcirkel en is gelijk aan de steek van de ketting die op het wiel past.

Bij een tandwiel is de steek de *boogafstand* tussen twee opeenvolgende tanden gemeten op de steekcirkel.

Voorbeeld:

Hoe groot is de steekcirkelmiddellijn van een kettingschijf met 25 tanden voor een ketting met een steek van 25.4 mm ?

Berekening

$$D_{stc} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} = \frac{25.4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{25}\right)} = 202.66 \text{ mm}$$

1.4 Opstelling van een kettingoverbrenging

De horizontale opstelling van figuur 1.4A of een opstelling tot 60° , zie figuur 1.4B verdienen de voorkeur. In het algemeen mag de doorhang in het slappe part niet meer dan 2%, van de hartafstand L tussen de wielen bedragen.

Bij een verticale opstelling heeft de ketting de neiging om uit het onderste kettingwiel te lopen en moet de ketting vaker worden gecontroleerd op de juiste spanning.

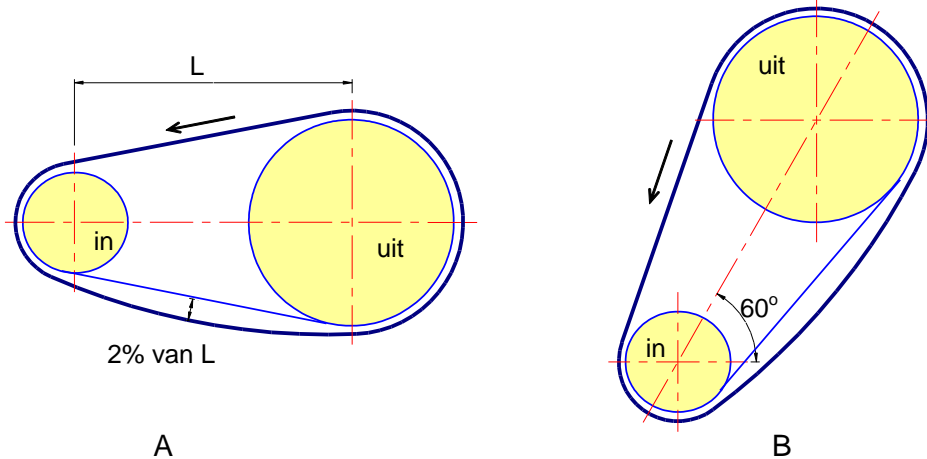


Fig.1. 4 Kettingspanning / opstelling

De voorspanning in een kettingoverbrenging kan worden verkregen door het verstellen van de motor, zie figuur 1.5A, of met behulp van een spanrol, zie figuur 1.5B. De stelbaarheid is nodig om eventuele slijtagespeling tussen de pennen en bussen op te nemen en om de insteltolerantie van de kettinglengte op te vangen.

Het aantal tanden van het spanwiel dat in aangrijping is, moet minstens 3 stuks bedragen en het aantal tanden minimaal 17. Het spanwiel moet altijd worden aangebracht in het slappe part van de aandrijving. De vrije kettinglengte tussen het span- en kettingwiel moet minimaal 6 kettingsteken zijn. Een ketting mag nooit worden gespannen omdat dit de aslagers extra belast en een snelle slijtage veroorzaakt, een laag rendement en meer geluidsoverlast geeft.

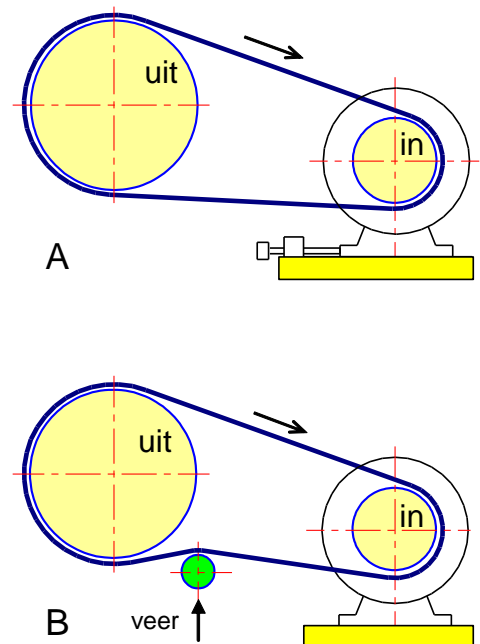


Fig.1. 5 Ketting spanners

De versnelling

Sportfietsen die beschikken over zogenaamde derailleurs. De derailleurs worden tegenwoordig allemaal vanaf het stuur bediend doormiddel van draaischakelaars of drukknoppen op mountainbikes en city bikes. Bij racefietsen zit het versnellingsapparaat geïntegreerd in de remgrepen. Door de remgreep naar binnen te draaien schakel je lichter en door een kleinere hendel achter de remgreep naar binnen te draaien schakel je zwaarder, wanneer de remgreep naar het stuur wordt getrokken rem je nog steeds. Nu zijn er echter wel verschillende systemen op de markt die onderling wel wat verschillen. Het gaat bij alle systemen om een ding: het verlengen en verkorten van de binnenkabel.

Derailleur is Frans voor versnelling. In het Duits is het woord umwerfer wat de lading nog beter dekt. Vrij vertaald betekend dit omgooier en dat is precies wat de derailleur doet het omgooien van de ketting naar een ander tandwiel met meer of minder tandjes waardoor je lichter of zwaarder gaat trappen.

De beweging die wordt gebruikt om de ketting om te gooien zit hem in het stangenstelsel van de derailleur. Dit stangenstelsel heeft de vorm van een parallellogram waarvan de ene kant vast aan de fiets zit en de andere kant vrij kan bewegen. Aan deze vrije kant zit de kettinggeleider ook wel de kooi genoemd. De bediening van het parallellogram vindt plaats doormiddel van de binnenkabel te verlengen of te verkorten. De binnenkabel verlengt en verkort vanaf de buitenkabelstopper die aan de binnenkant van het parallellogram vast zit. De binnenkabel is bevestigd aan de buitenkant van het parallellogram (zie foto's van de derailleur).

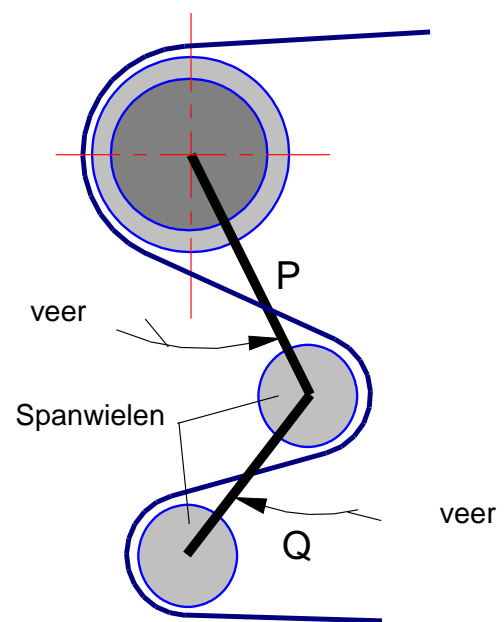
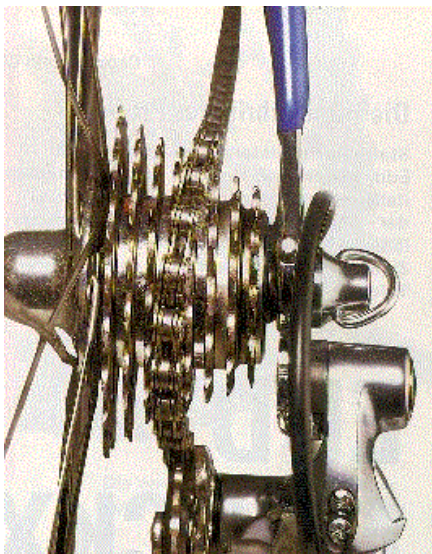


Fig.1. 6 Fietsketting spanner.



Het verplaatsen van de ketting heeft als nadeel dat de ketting niet meer in lijn ligt, wat op zijn beurt weer extra slijtage tot gevolg heeft. Door de diameterverandering van het kettingwiel treedt er ook de benodigde lengteverandering v.d. ketting op.

Dit wordt gecompenseerd door de twee spanwielen.

D.m.v. veren worden het wiel P naar voren bewogen en het wiel Q naar achteren, waardoor de ketting onder een lichte voorspanning blijft staan.

Bij dit systeem moet de bovenketting de kracht (vermogen) overbrengen, omdat het spansysteem niet werkt als aan de onderste ketting wordt getrokken.

1.5 Berekening kettingaandrijving

Het verband tussen de rotatiefrequentie van de drijvende as en dat van de gedreven as kan als volgt worden bepaald.

Doordat alle punten van de ketting dezelfde snelheid hebben, zijn ook de snelheden van alle tanden op de kettingwielen gelijk.

Draait het wiel 1 van figuur 1.7 met een rotatiefrequentie n_1 , en heeft dit wiel z_1 tanden, dan passeren per tijdseenheid $n_1 z_1$ tanden het bovenste punt van de steekcirkel. Voor wiel 2 passeren er een gelijk aantal tanden, evenals voor tandwiel 3, omdat de snelheid van de tandwielen steeds hetzelfde zijn.

Hieruit volgt:

$$n_1 \cdot z_1 = n_2 \cdot z_2 = n_3 \cdot z_3$$

of:

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

en:

$$\frac{n_1}{n_3} = \frac{z_3}{z_1} \dots \text{enz.}$$

Dit is in woorden:

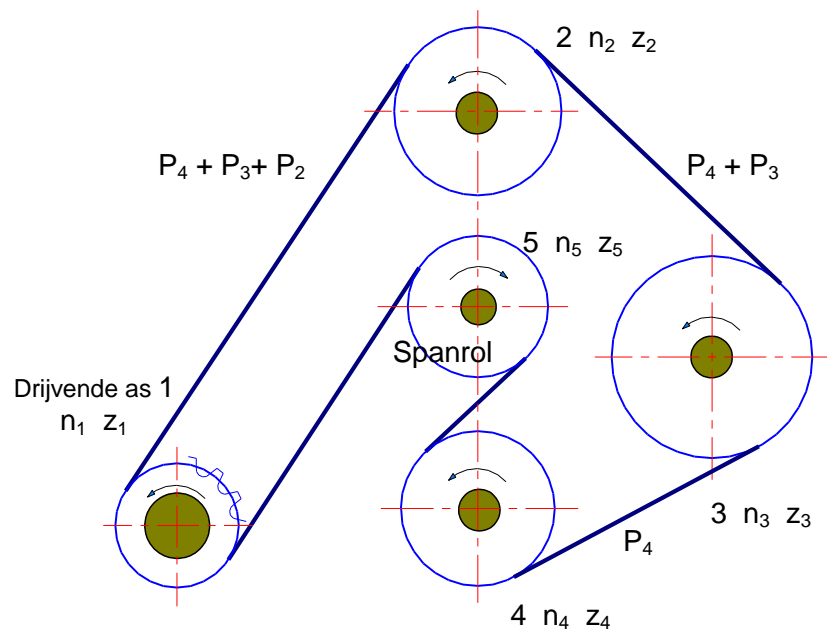


Fig.1.7 Aandrijving met ketting

De rotatiefrequenties van twee assen, gekoppeld door een kettingaandrijving, zijn omgekeerd evenredig met de aantallen tanden van de kettingwielen.

Met deze regel kan men de rotatiefrequentie van de gedreven as bepalen, als de rotatiefrequentie van de drijvende as en het aantal tanden van de kettingwielen bekend zijn. Ook kan met deze regel het aantal tanden van een kettingwiel worden bepaald, als de rotatiefrequentie van beide assen bekend is.

1.6 Bepaling van het kettingtype.

Bij het bepalen van de vereiste ketting moet behalve met het over te brengen vermogen en de rotatiefrequentie ook rekening worden gehouden met de centrifugaalkracht op de ketting. In verband hiermee wordt gebruik gemaakt van de gegevens die de kettingfabrikant verstrekt. Figuur 1.8 geeft de grafiek voor het bepalen van de ketting van de kettingfabriek Renold ChainS Ltd. Deze grafiek heeft aan het gecorrigeerde vermogen dat een ketting kan overbrengen bij een gegeven rotatiefrequentie van het drijvende rondsel.

De waarden in de grafiek gelden voor een **rondsel met 19 tanden**, een **regelmatige belasting** en een **levensduur van 15000 uur** bij een juiste smering. Wordt niet aan deze voorwaarden voldaan, dan moet eerst het werkelijk over te brengen vermogen worden gecorrigeerd met de factor volgens tabel 1.1.

$z < 19$ geeft meer slijtage

$z > 19$ geeft minder slijtage

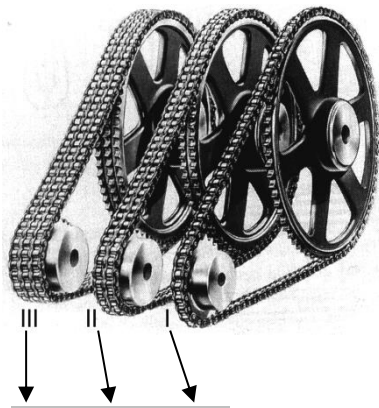
Tabel 1.1 Correctiefactoren voor vermogen (zie ook figuur 1.8) bij **15000 uur**

Aard van de belasting	Correctiefactor voor vermogen voor een rondsel met $z =$				
	17	19	21	23	25
A : regelmatig	1.1	1.0	0.9	0.85	0.75
B : middelmatige impulsief	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2
C : zwaar impulsief	2.2	2.0	1.8	1.7	1.6

A regelmatige belasting	B middelmatige impulsieve belasting	C zwaar impulsieve belasting
centrifugaalpompen	zuigerpompen	baggermolens
centrifugaalcompressoren	zuigercompressoren	walsen
drijfwerkassen	persen	grondwerkmachines
gelijkstroomgeneratoren	buizentrek machines	laadmachines
wisselstroomgeneratoren	hijswerktuigen	olieboormachines
gereedschapsmachines	persen	steenmachines
grondbewerkingsmachines	roerwerken	mach. v. rubberindustrie
flessenvulmachines	walsaandrijvingen	
papiermachines	lieren	
transporteurs	ventilatoren	
fiets		

Met dit gecorrigeerde vermogen en de rotatiefrequentie vinden we met behulp van de keuzegrafiek figuur 1.8 de vereiste ketting.

Voor het bepalen van de kettinglengte verwijzen we naar de catalogi van de leveranciers. Aan de hand van een getallenvoorbeeld zullen we het bovenstaande nader toelichten.



P gecorrigeerd

III kW	II kW	I kW
25	17.0	10
20	13.6	8
15	10.2	6
12.5	8.5	5
10.	6.8	4
7.5	5.1	3
5	3.4	2
2.50	1.70	1.0
2.00	1.36	0.8
1.50	1.02	0.6
1.25	0.85	0.5
1.00	0.68	0.4
0.75	0.51	0.3
0.50	0.34	0.2
0.25	0.170	0.1
0.200	0.136	0.08
0.150	0.102	0.06
0.125	0.085	0.05
0.100	0.068	0.04
0.075	0.051	0.03
0.050	0.034	0.02
0.025	0.017	0.01

Levensduur : 15000 uur

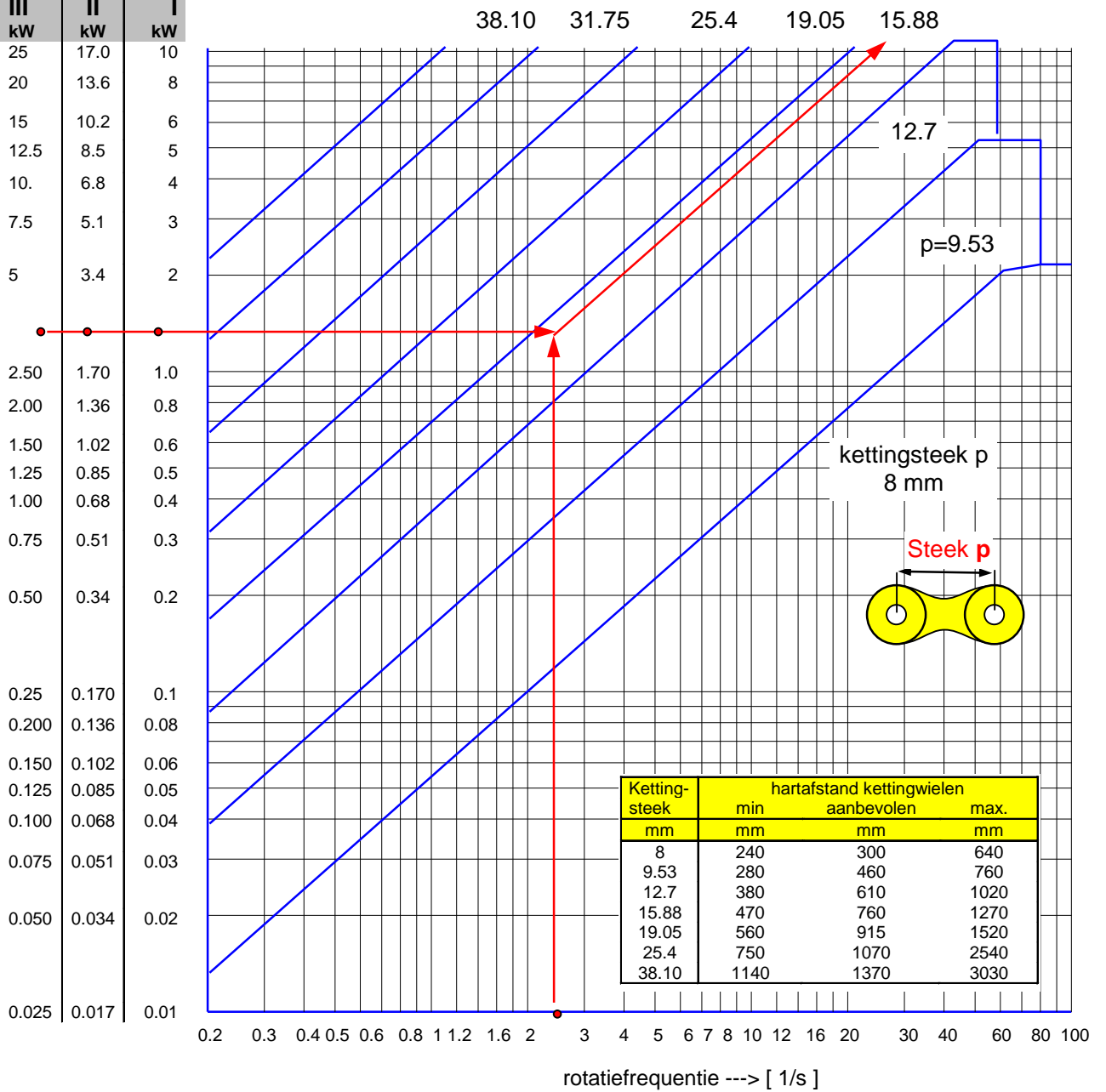


Fig.1. 8 Keuzegrafiek voor rollenketting

Voorbeeld

Een elektromotor met een vermogen van 4 kW en een rotatiefrequentie van 24/s drijft door middel van een rollenketting een centrifugaalpomp aan. De drijfwerkverhouding $i = 2$. Er kan worden gerekend op een gelijkmatige belading en een levensduur van maximaal 15000 uur. De hartafstand van de assen is 650 mm.

Gevraagd:

- de vereiste ketting;
- de hoofdafmetingen van de overbrenging.

BEREKENING

a. We stellen het aantal tanden van het rondsel op de motoras $z_m = 19$. Bij een regelmatige belasting en een levensduur van 15000 uur wordt de correctiefactor voor het vermogen 1,0 zodat $P = 1,0 \times 4 \text{ kW} = 4 \text{ kW}$.

Met behulp van de grafiek, figuur 1.8, vinden we bij $n = 24/\text{s}$ en $P = 4 \text{ kW}$ dat de volgende kettingen voldoen, een ketting met een steek van 12.70 mm, een duplex ketting met een steek van 9.53 mm en een triplex ketting met een steek van 9.53 mm. In verband met de hartafstand van de beide assen kiezen we de ketting met een steek van 12.70 mm.

b. De steekcirkelmiddellijn van het rondsel op de motoras wordt:

$$D_{stc} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_m}\right)} = \frac{12.7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{19}\right)} = 77.16 \text{ mm}$$

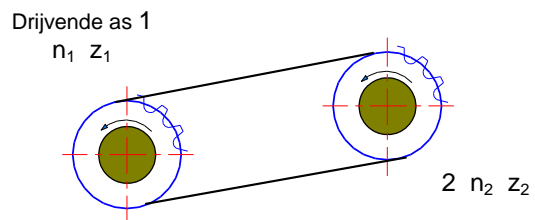
Het aantal tanden op het wiel op de as van de centrifugaalpomp wordt $z_c = i \cdot z_m = 2 \cdot 19 = 38$
De steekcirkel van dit wiel wordt :

$$D_{stc} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_c}\right)} = \frac{12.7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{38}\right)} = 153.79 \text{ mm}$$

Behalve de hiervoor besproken overbrengingskettingen zijn er ook kettingen in de handel waarvan de schalmen voorzien zijn van bevestigingsstukken en dergelijke.

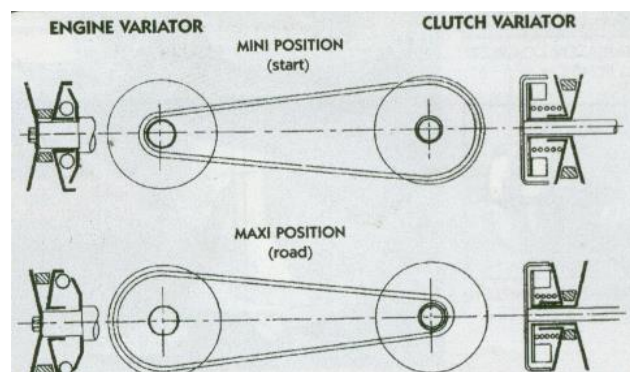
1.7 Vraagstukken

1. Welke voor- en nadelen heeft een kettingaandrijving?
2. Wat is een nadeel van de galleketting !
3. Noteer enkele voordelen van de z.g. rollenketting en welke uitvoeringen van dit kettingtype zijn er?
4. Bereken de steekcirkelmiddellijn van een kettingwiel met 38 tanden voor een ketting met een steek $p = 25.40$ mm.
5. Wat wordt als minimaal omspannen boog voor een ketting van een kettingwiel aangegeven?
6. De kettingwielen waarover een ketting loopt, moeten zo goed mogelijk worden uitgelijnd. Geef hiervoor een verklaring.



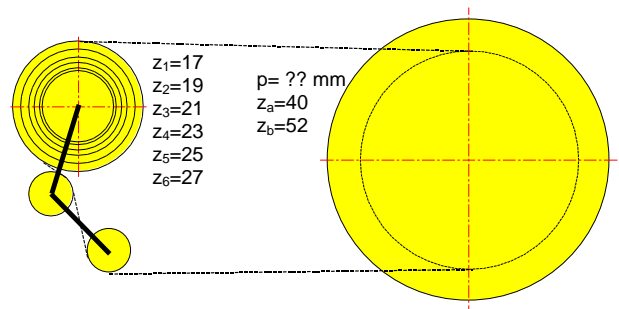
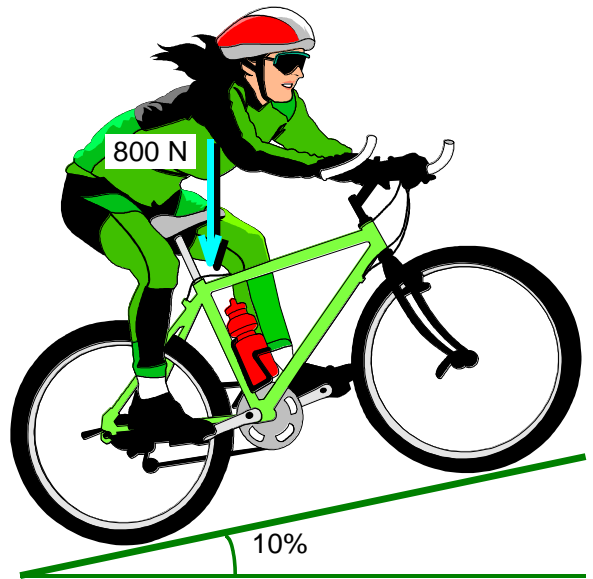
7. Bereken voor een enkele ketting de middellijn (diameter) van de kettingwielen voor een kettingoverbrenging van een flessenvulmachine. De overbrengingsverhouding $i = 1$. Het aantal tanden van de kettingwielen is 25. Er moet een vermogen van 4.2 kW bij een frequentie van 10 omw/s worden overgebracht bij een levensduur van 15000 uur. Gevraagd:
 - a. Bepaal de benodigde steek van de ketting voor deze machine.
 - b. Bepaal de maximale en minimale hartafstand van de kettingwielen?
 - c. Wat is de invloed op de steek indien met het toerental teruggaat naar 5 omw/s terwijl het vermogen hetzelfde blijft?

8. Een riemvariator is een zgn. traploos instelbare V-riem overbrenging. Is dit type variator geschikt om in een fiets te monteren ipv. een kettingoverbrenging? Verklaar je antwoord.



9. Een fietser rijdt tegen een helling van 10% (5.71°) naar boven met een snelheid van 21.6 km/h.
De persoon + fiets weegt 80 kg en de belasting voor de ketting mag worden beschouwd als: *regelmatige belasting*
Dwiel = 0.75 m

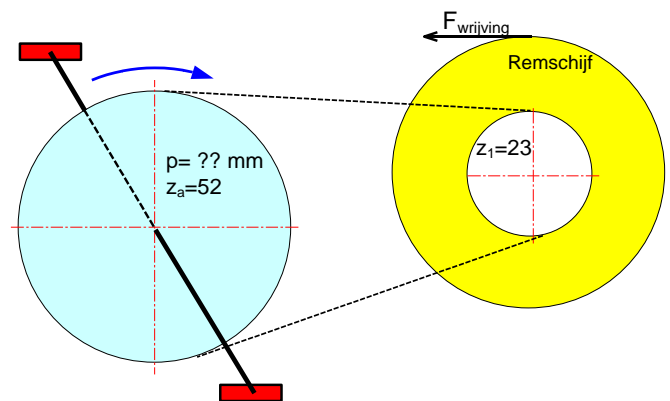
- Maak een berekening van het vermogen van een wielrenner dat op dit moment wordt geleverd door de fietser.
- Als z_a en z_1 ingeschakeld staan, bepaal dan de kettingsteek p .
- Bereken de steekcirkeldiameters van kettingwiel a en 1.
- Bereken alle overbrengingsverhoudingen.
- Bereken de maximale trekkracht in de ketting bij de gegevens van vraag b en de kracht op de trapper indien de crank een lengte heeft van 250 mm.

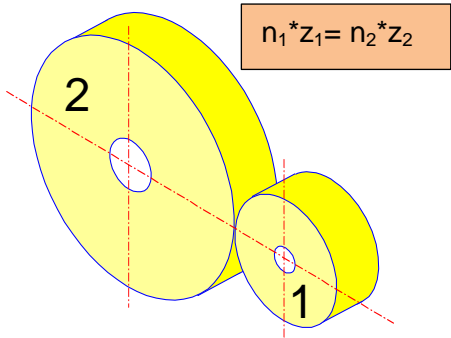
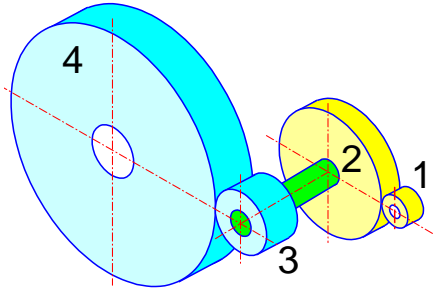
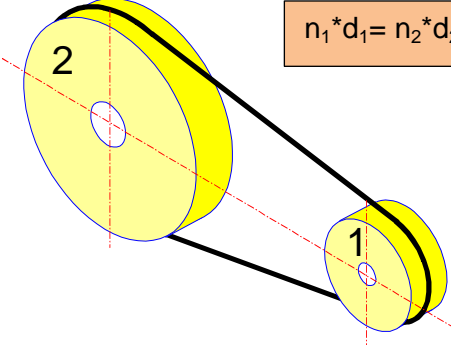
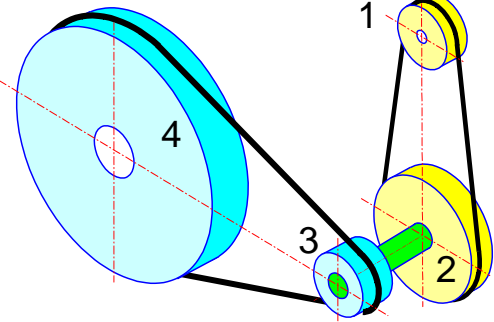


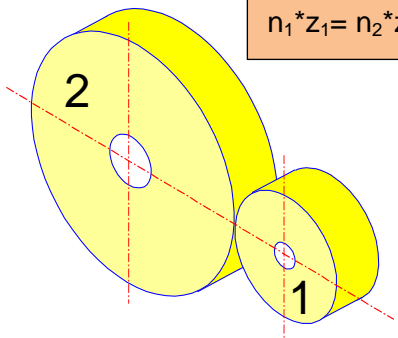
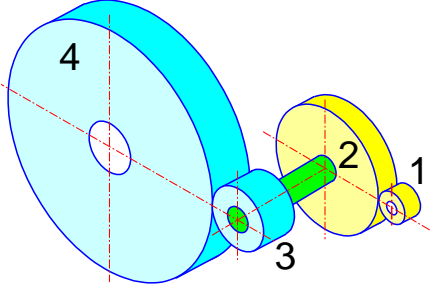
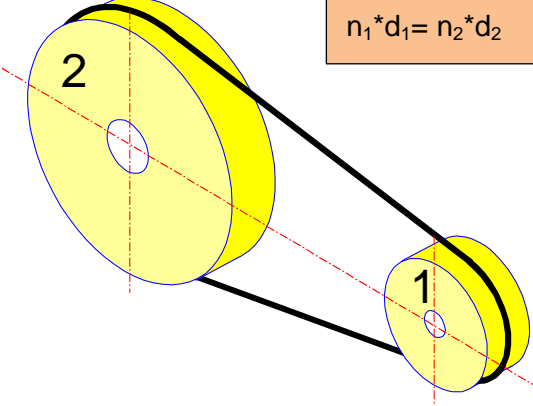
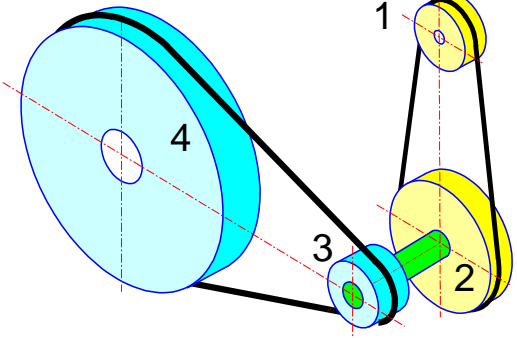
10. Een trimfiets is uitgevoerd met een remschijf met een diameter van 600 mm. De wrijvingskracht staat ingesteld op 50 N. De kettingbladen zijn uitgevoerd met 52 en 23 tanden. De rotatiefrequentie van de trapas is 1.2 omw/sec. De kettingbelasting mag worden beschouwd als: *regelmatige belasting*

Bepaal:

- Maak een berekening van het vermogen dat de fietser levert op dit moment.
- Waar blijft dit vermogen of geleverde energie bij deze fiets?
- Bepaal de kettingsteek p .
- De steekcirkeldiameters van de kettingwielen a en 1 .
- Bereken de overbrengingsverhouding tussen a en 1 .
- Bereken de trekkracht in de ketting en de kracht op de trapper indien de crank een lengte heeft van 200 mm.



as 1 : ingaande as as 2 of 4 : uitgaande as	
<p><i>n</i> : toerental <i>M</i> : Moment <i>P</i> : vermogen <i>z</i> : aantal tanden <i>i</i> : overbrengingsverhouding <i>d</i> : diameter</p> <p>$n_2 < n_1$ $M_2 > M_1$ $P_2 = P_1$</p> <p>$i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$</p> <p>$n_2 = \frac{n_1}{i_{1-2}}$ $M_2 = i_{1-2} * M_1$</p> <p>vertraging $i > 1$ versnelling $i < 1$</p>	 <p>$n_1 * z_1 = n_2 * z_2$</p>
<p>$n_4 < n_1$ $M_4 > M_1$ $P_4 = P_1$</p> <p>$i_{1-4} = i_{1-2} * i_{3-4} = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_4}{z_3}$</p> <p>$n_4 = \frac{n_1}{i_{1-4}}$ $M_4 = i_{1-4} * M_1$</p>	
<p>$n_2 < n_1$ $M_2 > M_1$ $P_2 = P_1$</p> <p>$i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$</p> <p>$n_2 = \frac{n_1}{i_{1-2}}$ $M_2 = i_{1-2} * M_1$</p>	 <p>$n_1 * d_1 = n_2 * d_2$</p>
<p>$n_4 < n_1$ $M_4 > M_1$ $P_4 = P_1$</p> <p>$i_{1-4} = i_{1-2} * i_{3-4} = \frac{d_2}{d_1} * \frac{d_4}{d_3}$</p> <p>$n_4 = \frac{n_1}{i_{1-4}}$ $M_4 = i_{1-4} * M_1$</p>	

as 1 : ingaande as as 2 of 4 : uitgaande as	
<p>gegeven</p> <p>$n_1 = 2000 \text{ omw}/\text{min}$ $M_1 = 1000 \text{ Nmm}$ $z_1 = 15$ en $z_2 = 35$ tanden</p> <p>bereken n_2, M_2 en P</p>	 <p style="text-align: right;">$n_1 \cdot z_1 = n_2 \cdot z_2$</p>
<p>gegeven</p> <p>$n_1 = 3000 \text{ omw}/\text{min}$ $M_1 = 100 \text{ Nmm}$ $z_1 = 20, z_2 = 50, z_3 = 25, z_4 = 40$ tanden</p> <p>bereken $n_2, n_3, n_4, M_2, M_3, M_4, i_{1-4}$</p>	
<p>gegeven</p> <p>$n_1 = 2000 \text{ omw}/\text{min}, M_1 = 1000 \text{ Nmm}$ $d_1 = 100, d_2 = 350 \text{ mm}$</p> <p>bereken n_2, M_2 en P</p>	 <p style="text-align: right;">$n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2$</p>
<p>gegeven</p> <p>$n_1 = 1800 \text{ omw}/\text{min}, M_1 = 100 \text{ Nmm}$ $d_1 = 100, d_2 = 250, d_3 = 80, d_4 = 600 \text{ mm}$</p> <p>bereken $n_2, n_3, n_4, M_2, M_3, M_4, i_{1-4}$</p>	

2. Tandwieloverbrenging

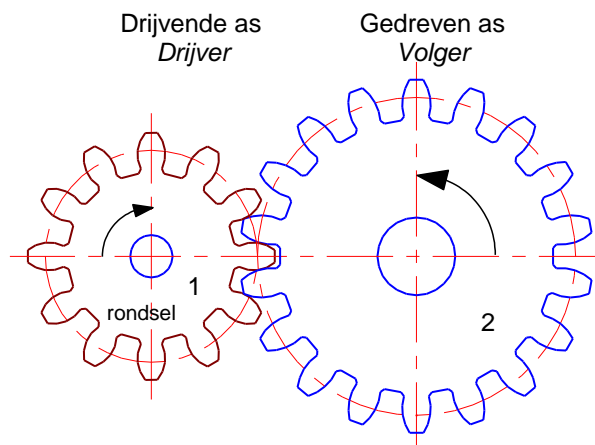
2.1 Inleiding

In dit hoofdstuk worden de zgn. directe roterende overbrengingen uit de aandrijftechniek behandeld; door direct contact drijft het ene wiel op de ene as het wiel op de andere as aan. Veelal zijn de assen evenwijdig, maar ze kunnen elkaar ook snijden of kruisen.

Tandwielaandrijvingen zijn een van de meest toegepaste aandrijftechnieken, praktisch elk vermogen of moment kan hierdoor worden overgebracht.

Op de drijvende en gedreven as zijn tanden aangebracht die in elkaar grijpen. Hierdoor ontstaat een *slipvrije* overbrenging die bij een juiste tandvorm en smering een hoog rendement heeft.

De draairichting van de twee tandwielen zijn tegengesteld.



De genormaliseerde naam van het tandwiel op de drijvende as is *drijver* en van het tandwiel op de gedreven as is *volger*.

Het kleine tandwiel wordt ook dikwijls rondsel genoemd.

Zowel evenwijdige als elkaar snijdende assen kunnen door middel van tandwielen worden aangedreven. Door toepassing van een speciale tandvorm kunnen ook kruisende assen door middel van tandwielen worden aangedreven.

2.2 Diverse type tandwielen

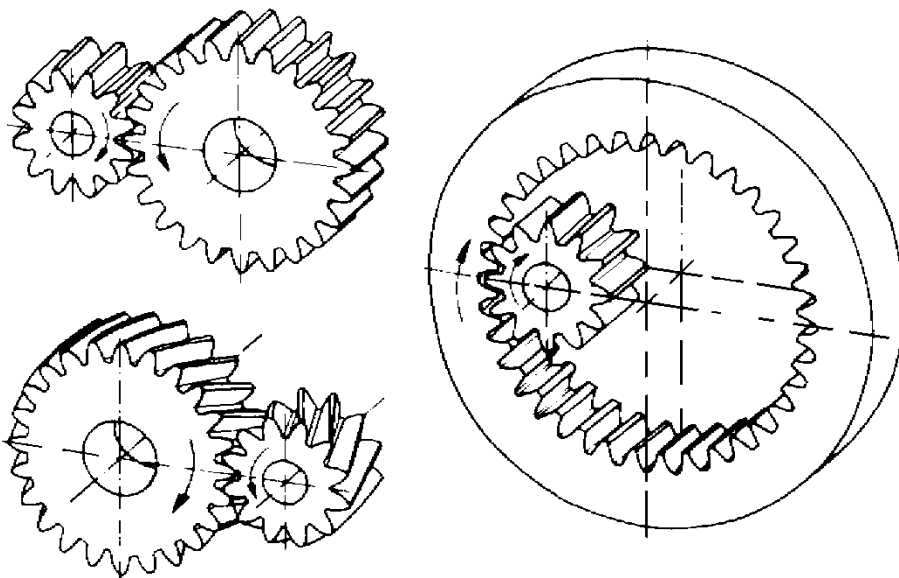
2.2.1 Rechte tandwieloverbrenging voor evenwijdige assen.

Hierbij worden cilindrische tandwielen toegepast. In principe zijn dit twee volgens een beschrijvende lijn rakende cilinders die bij rotatie zuiver over elkaar rollen.

De tanden kunnen evenwijdig met de assen of schroeflijnvormig op de omtrek van de wielen zijn aangebracht. In het eerste geval spreekt men van tandwielen met rechte tanden en in het tweede geval van tandwielen met schroeftanden.

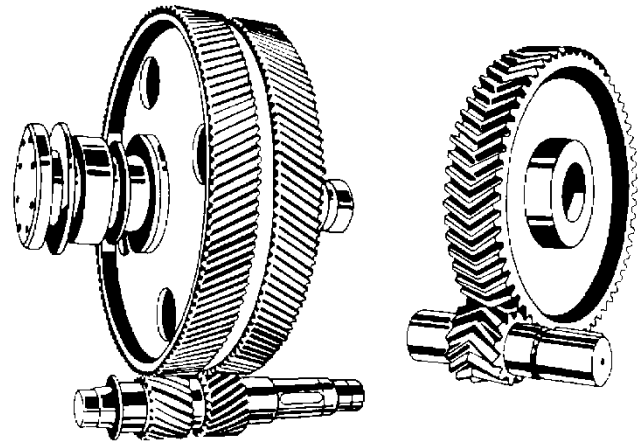
Bij tandwielen met schroef-

tanden ontstaat, in verhouding tot die met rechte tanden, minder geraas doordat schroeftanden meer geleidelijk tot ingrijping komen. Er ontstaat hierbij echter altijd een axiale kracht op wielen, assen en lagers.

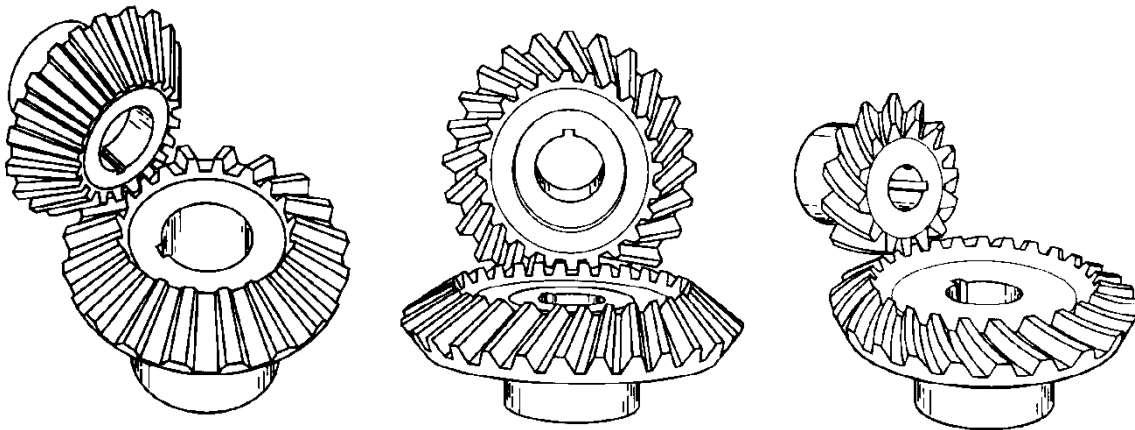


Als men twee wielen met tegengestelde tandschuinten op één as plaatst, heffen de axiale krachten elkaar geheel of gedeeltelijk op.

Vaak worden de tanden met tegengestelde schuinten op één wiel aangebracht, men spreekt dan van pijl- of V-tanden.



2.2.2 Kegeltandwieloverbrenging voor snijdende assen.



De wielen zijn hier in principe twee elkaar volgens een beschrijvende lijn rakende afgeknotte kegels. De denkbeeldige gemeenschappelijke top van de kegels valt samen met het snijpunt van de ashartlijnen. De hoek tussen de ashartlijnen is meestal 90° .

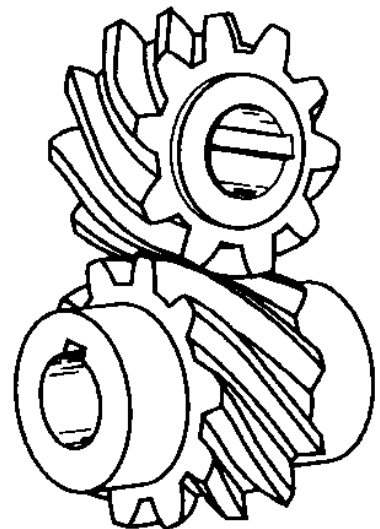
Men spreekt dan van een haakse tandwieloverbrenging. De tanden kunnen recht, schuin of gebogen zijn.

2.2.3 Tandwieloverbrengingen voor kruisende assen.

Hierbij bewegen de manteloppervlakken van de wielen over elkaar, glijdend langs de gemeenschappelijke raaklijn en zuiver rollend in een richting loodrecht op deze raaklijn. Men onderscheidt de volgende uitvoeringen:

2.2.3.1 Schroefwieloverbrenging.

Deze overbrenging bestaat uit twee cilindrische tandwielen met tanden die schroeflijnvormig op de wielomtrek zijn aangebracht. De samenwerkende wielen zijn allebei of 'rechts' of 'links' uitgevoerd. Meestal kruisen de assen elkaar onder een hoek van 90° .



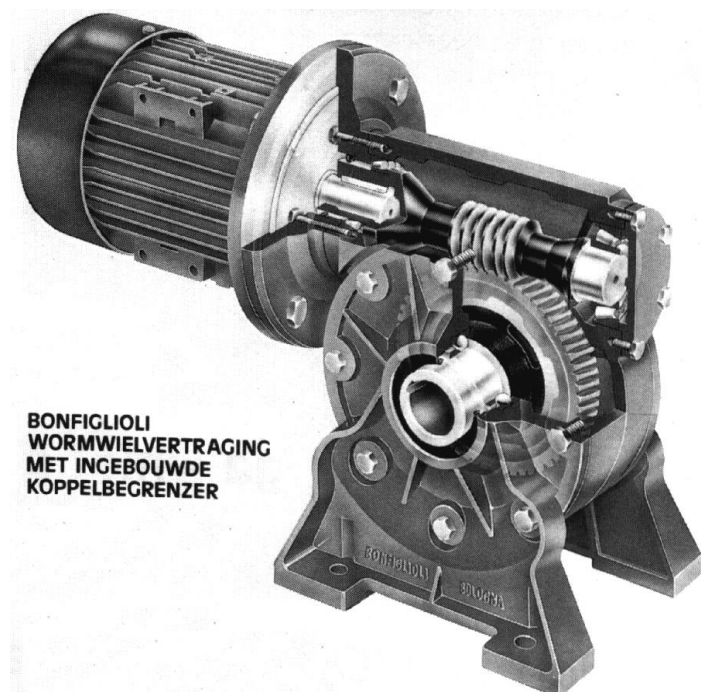
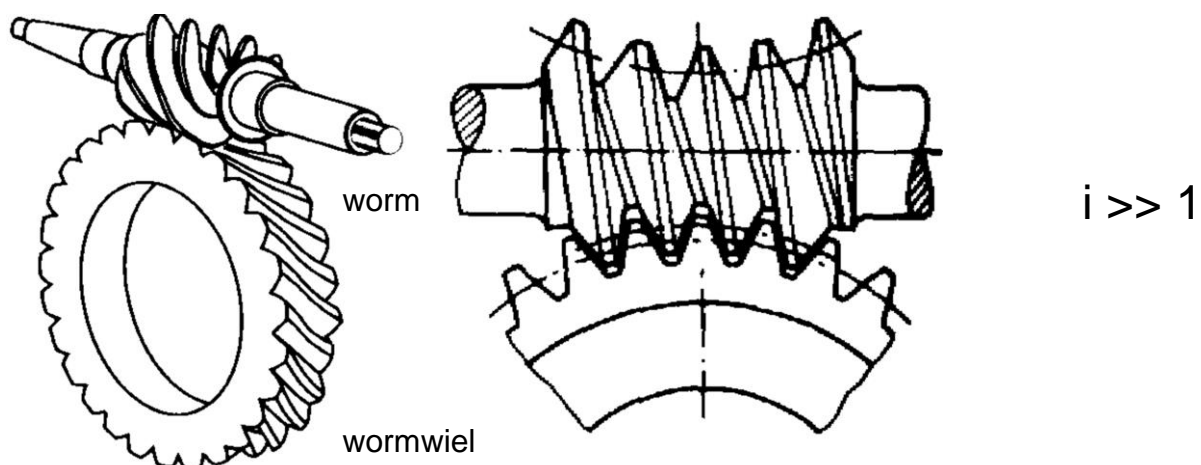
2.2.3.2 Wormwieloverbrenging.

Deze bestaat uit een worm en een wormwiel. De worm is een schroefwiel met de gedaante van een schroef voorzien van één of meer gangen.

Het wormwiel is een schroefwiel waarvan de tanden een bijzondere vorm hebben.

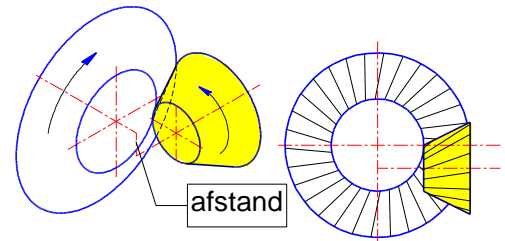
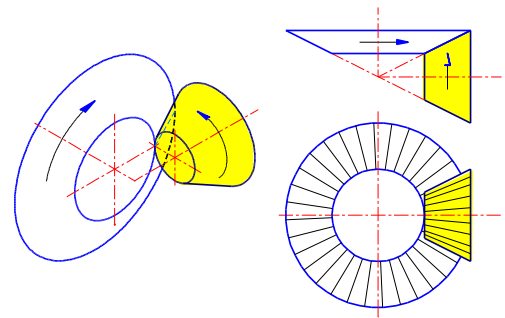
De hoek tussen de assen is meestal 90° . De overbrengingsverhouding kan gemakkelijk zeer groot worden gemaakt, en dikwijls is de overbrenging zelfremmend.

Als nadeel geldt het lager rendement van een dergelijke overbrenging.



2.2.3.3 Schroefkegeloverbrenging.

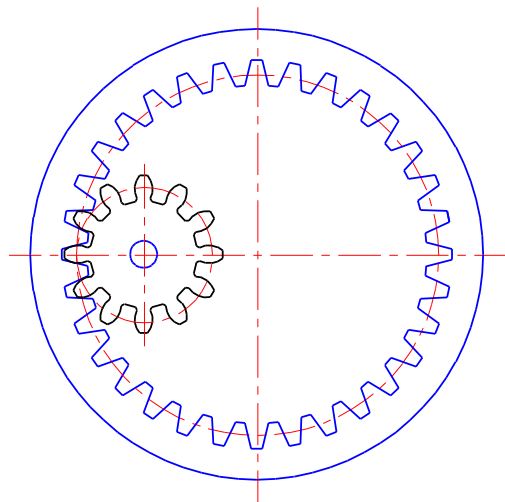
Men past hier kegeltandwielen toe die voorzien zijn van gebogen tanden. Deze overbrenging vindt voornamelijk toepassing indien de afstand tussen de elkaar kruisende assen gering is zoals bij de achteras-aandrijving van een auto). De hoek tussen de assen is 90° .



Bij de hier genoemde tandwieloverbrengingen zijn de wielen voorzien van uitwendige vertanding en hebben de assen een vaste positie.

Het is ook mogelijk de tanden aan de binnenomtrek van de velg aan te brengen. Men spreekt dan van een tandwiel met binnenvetanding.

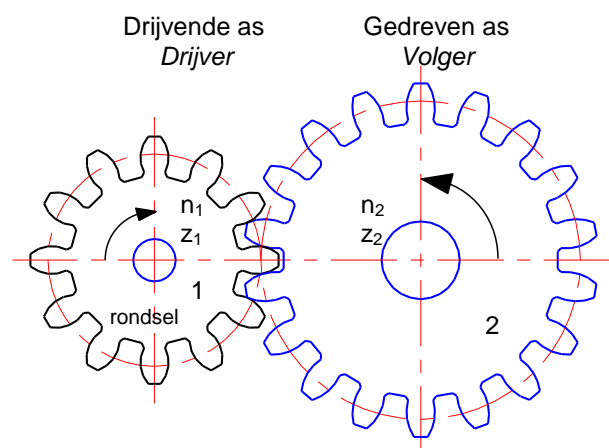
Als bij een tandwieloverbrenging de ene as draait om de andere vaste as spreekt men van een planeetoverbrenging. Het tandwiel met de vaste as heet zonnwiel en het tandwiel waarvan de as draait om de andere vaste as heet planeetwiel.



2.3 Overbrengingsverhoudingen.

De overbrengingsverhouding is de verhouding i tussen het toerental van de aandrijvende as (n_1) en dat van de aangedreven as (n_2).

Heeft de drijvende as een grotere rotatiefrequentie dan de gedreven as, dan spreekt men van een *vertragende overbrenging*. Is de rotatiefrequentie van de drijvende as kleiner dan die van de gedreven as, dan noemt men dit een *versnellende overbrenging*. De vertragende tandwieloverbrengingen komen in de praktijk het meeste voor omdat een hoog toerental van een motor moet worden verlaagd naar een lager toerental van gereedschap of transportmiddel.



i : overbrengingsverhouding

z_1 : aantal tanden tandwiel 1 n_1 : toerental tandwiel 1

z_2 : aantal tanden tandwiel 2 n_2 : toerental tandwiel 2

M_1 : moment tandwiel 1

M_2 : moment tandwiel 2

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_2}{M_1}$$

$i < 1 \Rightarrow$ *versnelling*

$i > 1 \Rightarrow$ *vertraging*

Zonder wrijvingsverliezen is het vermogen P van beide assen gelijk zodat geldt:

P : vermogen in Watt (Nm/s)

M : Moment in Nm

ω : Hoeksnelheid in rad/sec ($\omega = 2\pi n/60$)

n : toerental in omw/min

η : rendement van de overbrenging

$$P = M_1 * \omega_1 = M_2 * \omega_2$$

Hierin zijn M_1 en ω_1 het moment en de hoeksnelheid van de aandrijvende as, en M_2 en ω_2 voor de aangedreven as.

Bij een vertraging gaat ook het toerental naar beneden en neemt het moment toe, wat voor aandrijvingen dikwijls nodig is. In werkelijkheid treedt er wel enig wrijvingsverlies op t.g.v. het contact tussen de wielen en in de aslagers. Er geldt daarom

$$P_2 = \eta * P_1 \text{ en } M_2 = \eta * i * M_1$$

2.4 Materialen.

Bij het overbrengen van *kleine* vermogens bij een kleine rotatiefrequentie wordt als materiaal meestal gietijzer of ongelegeerd staal toegepast. *Voor de heel kleine vermogens met hoog toerental worden ook kunststoffen toegepast*, denk daarbij aan huishoudelijke toepassingen.

Het voordeel van kunststoffen is dat het tevens geluiddempend werkt en deze vergen weinig smering. Aculon is een veel toegepaste kunststof voor tandwielen. Als deze kunststof tandwielen stil staan mogen deze niet onderhevig zijn aan een belasting, omdat de tandcontactvlakken dan kunnen gaan "vloeien".

Moeten *grote* vermogens worden overgebracht, dan wordt gietstaal of gelegeerd staal toegepast.

Enkele andere kunststoffen zijn *celeron, novotex en fiber*, welke gevormd worden uit katoenweefsels of papierlagen, die met een synthetische hars zijn geïmpregneerd en onder hoge druk tot staf- en plaatmateriaal zijn geperst.

Voor het tekenen van tandwielen wordt verwezen naar normbladen NEN 74, 2366, 2391, 2397 en 5275.

2.5 Het rendement van de tandwieloverbrenging

Daar de tanden van een tandwieloverbrenging langs elkaar glijden, wordt een deel van het toegevoerde vermogen dat men wil overbrengen, door de wrijving in warmte omgezet. De grootte van dit verlies hangt af van de vorm en de zuiverheid van de tandflanken en bovendien van de wijze van smering.

Ook in de lagers en bij de afdichtingen wordt een deel van het toegevoerde vermogen in warmte omgezet.

Voor de rendementen wordt in de regel gerekend met :

- 1% voor een met olie gesmeerde tandwieloverbrenging voor de tandwielcombinatie
- 2% voor lagering en afdichtingen.

2.6 Cilindrische tandwielen.

Loopt de gedreven as evenwijdig met de drijvende as, dan gebruikt men vaak cilindrische tandwielen. Figuur 2.1 is een foto van een paar cilindrische tandwielen met schuine tanden. De tanden zijn evenwijdig aan de hartlijn van het wiel aangebracht.

Er zijn ook cilindrische tandwielen waarvan de tanden niet evenwijdig zijn aan de as, die later worden besproken.

We beschouwen nu eerst eens twee in elkaar grijpende tandwielen, zie figuur 2.2. Het aantal tanden van wiel 1 noemen we z_1 en van het andere wiel z_2 . De rotatiefrequenties van de wielen noemen we respectievelijk n_1 en n_2 . De middellijnen van de steekcirkels, dat zijn de denkbeeldige raakcirkels, noemen we respectievelijk d_1 en d_2 .

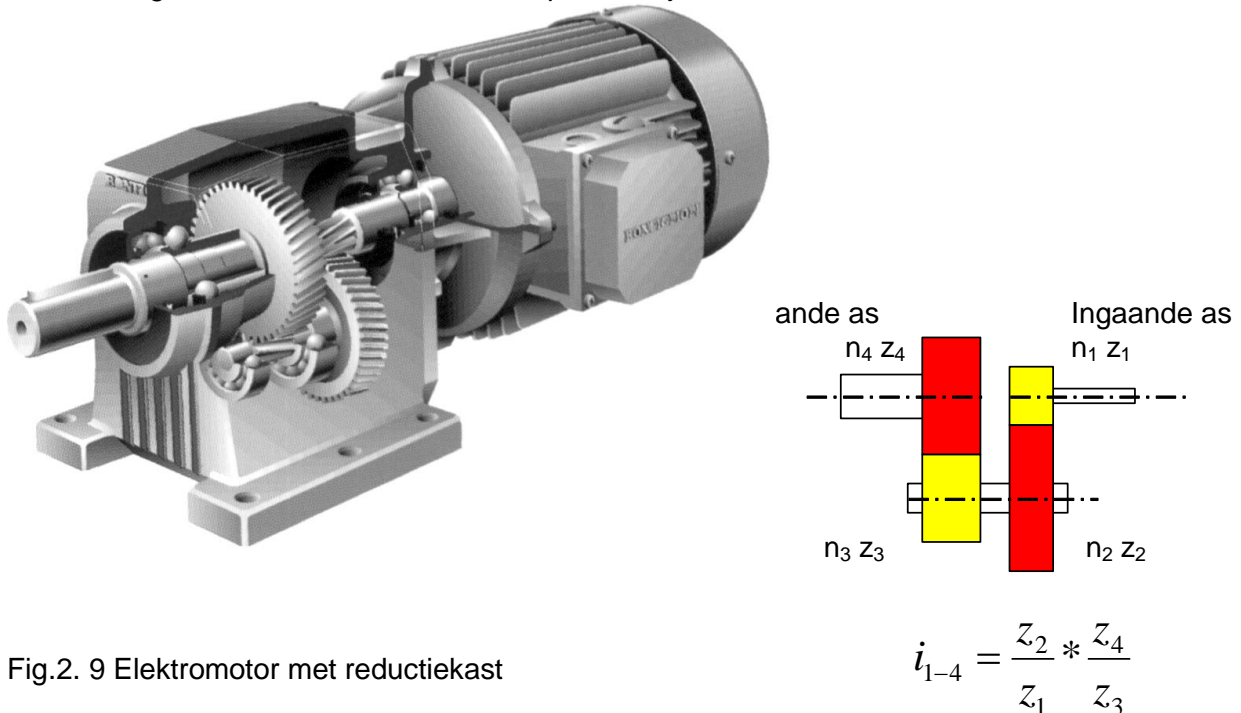


Fig.2. 9 Elektromotor met reductiekast

$$i_{1-4} = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_4}{z_3}$$

De omtreksnelheid van de punten op deze beide cirkels liggen, is gelijk, zodat geldt:

$$v = \pi * d_1 * n_1 = \pi * d_2 * n_2$$

Hieruit volgt dat:

$$d_1 * n_1 = d_2 * n_2$$

of:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} \Rightarrow n_2 = n_1 * \frac{d_1}{d_2} \quad (1)$$

Dit is in woorden:

De verhouding van de steekcirkelmiddellijnen van twee in elkaar grijpende tandwielen is omgekeerd evenredig met de rotatiefrequenties van beide wielen.

Onder de steek (p) van de tanden verstaat men de afstand tussen twee overeenkomstige punten van twee opeenvolgende tanden, gemeten langs de steekcirkel, zie onderstaande

figuur. Omdat de steekcirkels over elkaar rollen, is de steek van de tanden voor beide wielen gelijk. De omtrek van de steek van een tandwiel is gelijk aan het product van het aantal tanden maal de steek.

Voor wiel I van fig. 2.2 geldt dus:

$$\pi * d_1 = z_1 * p \quad \text{omtrek}$$

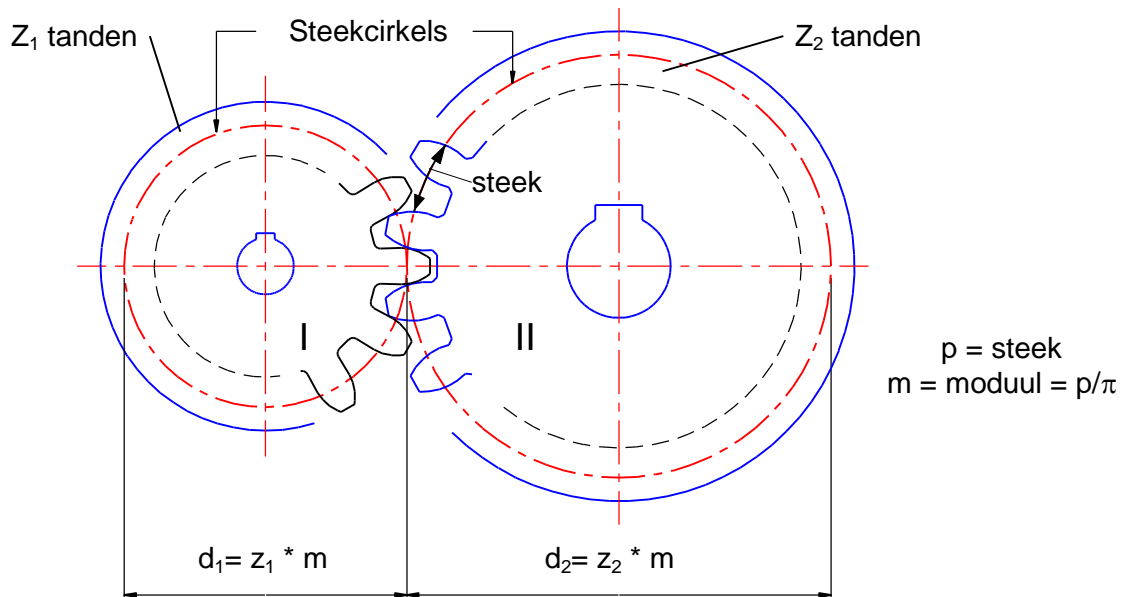


Fig.2. 10 Twee samenwerkende tandwielen

Voor wiel II geldt de omtrek is :

$$\pi * d_2 = z_2 * p$$

Hieruit volgt dat :

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad (II)$$

Uit de vergelijking I en II volgt, dat:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow n_1 * z_1 = n_2 * z_2$$

Dit is in woorden:

De rotatiefrequenties van de twee in elkaar grijpende tandwielen zijn omgekeerd evenredig met het aantal tanden van de beide wielen.

Voor de drijfwerkverhouding, ook wel transmissiecijfer genoemd, vinden we nu:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

Met deze formules kan men op eenvoudige wijze de rotatiefrequentie van de assen voor een overbrenging met tandwiel berekenen.

Voorbeeld:

Bepaal de rotatiefrequenties van de assen van de tandwieloverbrenging, zoals in figuur 2.3 schematisch is voorgesteld, met de volgende gegevens. De rotatiefrequentie van as 1 is n_1 , en het aantal tanden is z_1 ; van as II is de rotatiefrequentie n_2 , het aantal tanden z_2 enz.

BEREKENING

As I heeft een rotatiefrequentie n_1 . Voor as I en II geldt:

$$n_1 \cdot n_2 = z_2 \cdot z_1$$

of:

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \quad (I)$$

Voor as II en III geldt:

$$n_2 \cdot n_3 = z_4 \cdot z_3$$

of:

$$n_3 = n_2 \cdot \frac{z_3}{z_4} \quad (II)$$

Substitueren we in de vergelijkingen I en II, dan vinden we:

$$n_3 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$$

Op deze wijze vinden we voor as V:

$$n_5 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8}$$

Uit het bovenstaande blijkt, dat we de rotatiefrequentie van een as kunnen berekenen, zonder eerst die van de tussenliggende assen te bepalen.

De omtrek van de steekcirkel kan op twee manieren worden uitgedrukt, namelijk:

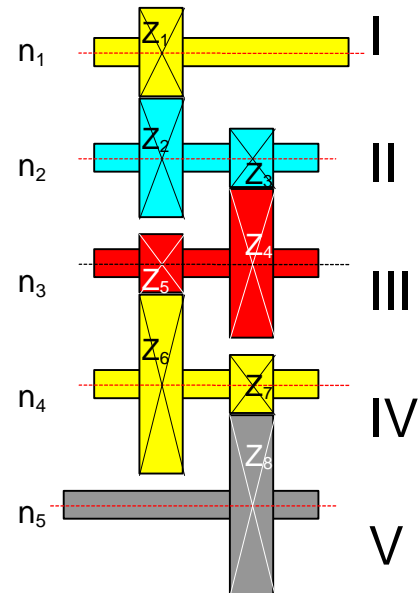


Fig.2. 11 Tandwieloverbrenging

$$O = \pi * d = z * p$$

Hieruit volgt, dat:

$$d = \frac{z * p}{\pi} = z * \frac{p}{\pi}$$

De breuk p/π noemt men de modulus van de tanden en wordt aangegeven door de letter m . Men kiest voor m gewoonlijk gehele getallen, zie NEN 1630. We vinden nu, dat voor de steek geldt:

$$p = \pi * m$$

Zoals later zal blijken speelt de modulus m bij de constructie van de tandvorm een belangrijke rol. De middellijn van de steekcirkel van een tandwiel wordt dus gevonden met:

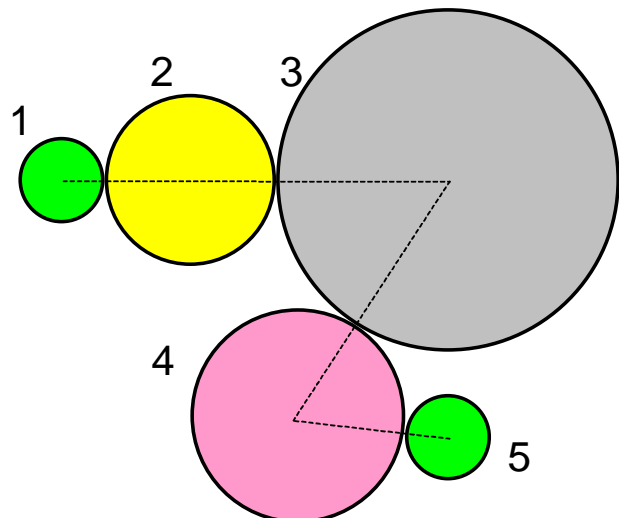
$$d_{stc.} = z * m$$

Dit is in woorden:

De middellijn van de steekcirkel van een tandwiel is gelijk aan het product van het aantal tanden en de modulus van de tanden.

Nevenstaande tandwieloverbrenging heeft de volgende tandwielcombinaties. Aan tandwiel 1 is een elektromotor gekoppeld met een vermogen van 754 Watt. Bereken de ontbrekende gegevens.

Nr	z	n [omw/min]	M [Nm]
1	20	1200	
2	40		
3	60		
4	50		
5	20		



2.5 Theoretische tandvorm.

De tanden van een tandwiel moeten een bepaalde vorm hebben, omdat de krachtoverbrenging anders onregelmatig plaatsvindt en de tanden snel slijten. Ondoelmatig gevormde tanden maken bovendien een hinderlijk lawaai.

We zullen dus eerst eens nagaan, hoe de tandvorm moet zijn.

Hiertoe bekijken we figuur 2.12 waarin twee in elkaar grijpende tandwielen gedeeltelijk zijn aangegeven. De tandprofielen raken elkaar in het punt R.

Het is duidelijk, dat de wielen alleen dan rustig lopen, wanneer ze met constante hoeksnelheden draaien. Natuurlijk behoeven de hoeksnelheden van beide wielen niet gelijk te zijn. De hoeksnelheden ω_1 en ω_2 , zie figuur 2.12, zullen dan steeds een constante verhouding moeten hebben, zodat geldt:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{constant} \quad (\text{I})$$

In de getekende stand moet de snelheid V van punt R, in de richting loodrecht op de tandprofielen in R, voor beide tanden gelijk zijn, want anders dringen de flanken in elkaar of gaan ze van elkaar af. Beschouwen we R op wiel I, dan is:

$$v = \omega_1 * r_{b1} \quad (\text{II})$$

Beschouwen we R op wiel II, dan is:

$$v = \omega_2 * r_{b2} \quad (\text{III})$$

Uit II en III volgt dan $\omega_1 * r_{b1} = \omega_2 * r_{b2}$ en dus:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} \quad (\text{IV})$$

Uit I en IV volgt nu dat:

$$\frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \text{constant} \quad (\text{V})$$

Uit figuur 2.12 blijkt verder dat $\Delta M_1AP \sim \Delta M_2BP$ (hoeken gelijk), zodat:

$$M_1A : M_2B = M_1P : M_2P$$

of:

$$r_{b1} : r_{b2} = M_1P : M_2P$$

of:

$$\frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{M_2P}{M_1P} \quad (\text{VI})$$

Vergelijken we dit laatste met IV en V, dan vinden we:

$$\frac{M_2P}{M_1P} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{constant}$$

Omdat we een willekeurig raakpunt hebben aangenomen, geldt het bovenstaande ook voor de andere raakpunten van de tandprofielen.

Hieruit volgt de belangrijkste regel voor het construeren van de tanden, namelijk:

Wordt door alle raakpunten van een tandflank een loodlijn getrokken op die tandflank op het ogenblik dat deze in het desbetreffende punt een andere flank raakt, dan moeten die loodlijnen elkaar in een punt snijden.

Dit punt noemt men de pool, zie figuur 2.12a. Het ligt op het raakpunt van de steekcirkels, want de stralen van de steekcirkels zijn omgekeerd evenredig met de bijbehorende hoeksnelheden.

In figuur 2.12a is slechts een raakpunt R, van de totale beweging van twee tandflanken getekend. Zouden alle raakpunten gedurende de ingrijping van twee tandflanken worden getekend, dan zouden wij een rechte lijn vinden. Deze verbindingslijn van alle raakpunten van de tandwielen noemt men de ingrijplijn, fig. 2.12.b

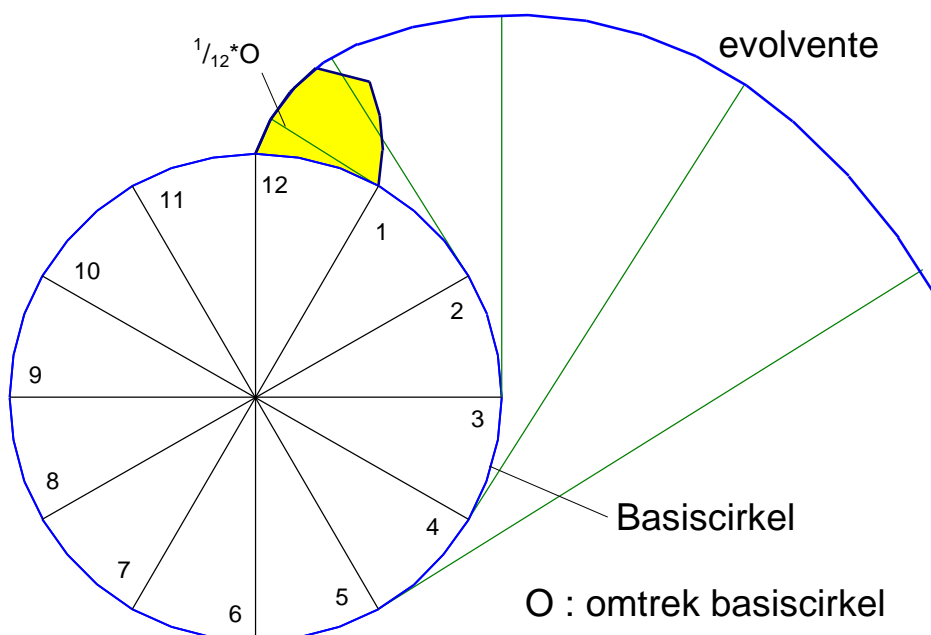
In figuur 2.12a zien we ook nog, dat de ontbondenen van v_1 en v_2 , in de richting van de raaklijn van de tandprofielen in R, dus s_1 en s_2 , ongelijk zijn. In deze richting hebben de tandprofielen dus geen gelijke snelheden, zodat ze langs elkaar glijden. Daardoor slijten de tanden en ontstaat er een arbeidsverlies. Door smeren worden deze nadelen zo veel mogelijk beperkt.

2.7 Evolvente tanden.

Het theoretische tandprofiel, besproken in de vorige paragraaf is moeilijk te vervaardigen. In verband hiermee geeft men in de werktuigbouw de tandflanken bijna altijd de vorm van een evolvente.

Een evolvente is de verzameling van punten die beschreven wordt door een punt van een rechte lijn, wanneer deze lijn zich van een cirkel afwikkelt.

In figuur 2.13 is een evolvente getekend. Het afgewikkelde lijnstuk moet dezelfde lengte hebben als de boog die het oorspronkelijk omspande.



Figuur 2.14 geeft de constructie van een evolvente tandflank.

M_1 en M_2 zijn de middelpunten van twee tandwielen met steekcirkels 1 en 2. P is het snijpunt van de steekcirkels met de centraal. Door P trekken we de ingrijplijn l onder een hoek α met de horizontaal. Deze hoek heet de drukhoek. Onder de drukhoek verstaat men de hoek gevormd door de ingrijplijn en de normaal in P op de centraal. Vanuit M_1 trekken we de loodlijn M_1A op l en vanuit M_2 de loodlijn M_2B eveneens op lijn l . Met M_1A en M_2B als stralen tekenen we de basiscirkels r_{b1} en r_{b2} , die ook wel constructiecirkels worden genoemd.

Als het lijnstuk PA over de basiscirkel r_{b1} afgewikkeld wordt, ontstaat de tandflank DC van het tandwiel M_1 .

Als het lijnstuk PB over de basiscirkel r_{b2} afgewikkeld wordt ontstaat de tandflank van het tandwiel M_2 .

Raakten de flanken elkaar niet op de steekcirkels, maar in een willekeurig punt, dan is de gemeenschappelijke normaal in dit laatste punt weer de lijn AB , krachtens de constructie van de evolvente. Aangezien de normaal in dit geval steeds dezelfde lijn is, en dus steeds door het punt P gaat, is aan de vertandingsregel voldaan.

Zo is met evolvente tandprofielen een gelijkmatige beweging van de tandwielen ten opzichte van elkaar te verkrijgen.

Uit het bovenstaande blijkt tevens, dat de lijn AB de ingrijplijn moet zijn. De ingrijplijn is voor een evolvente vertanding dus een rechte lijn.

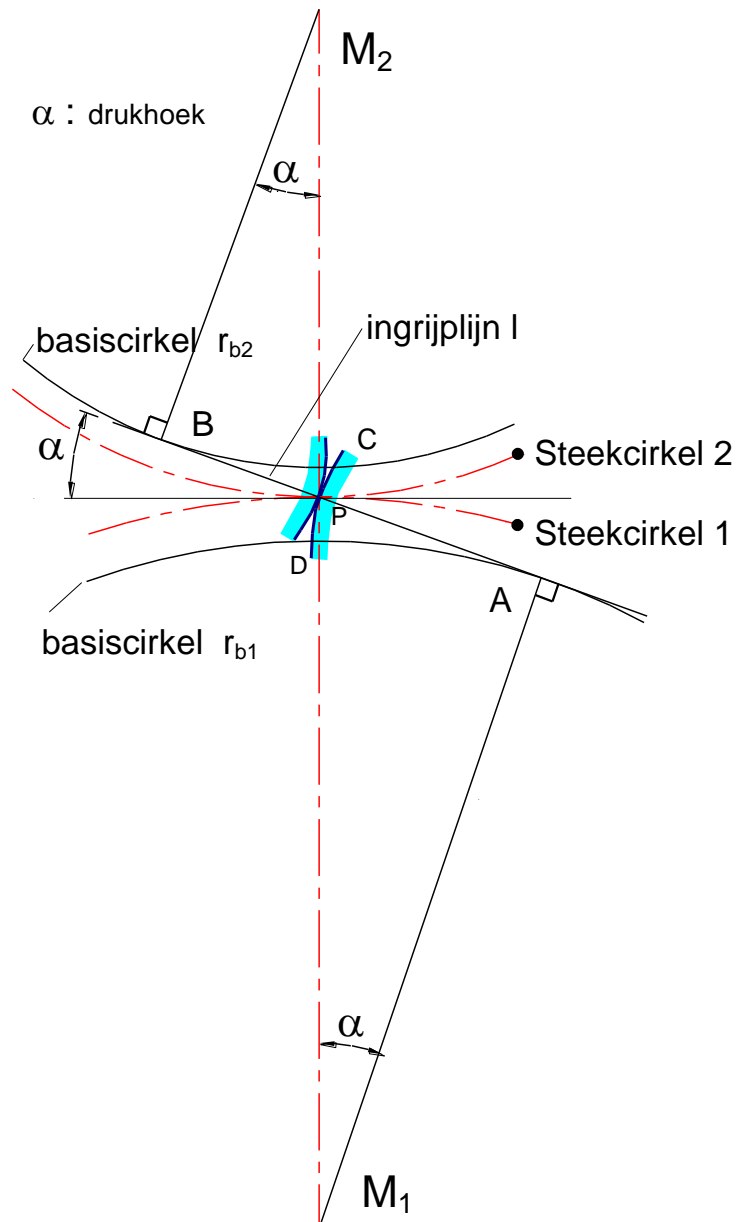


Fig.2. 14 Evolvente tandflankconstructie

In figuur 2.14 zijn een paar evolvente tanden van een tandwiel getekend. De genormaliseerde benamingen staan hierin aangegeven, zie ook NEN 5275.

Heeft een tandwiel evolvente tanden, dan moet het bijbehorende wiel eveneens evolvente tanden hebben.

De kophoogte van de tand neemt men gelijk aan de modulus $h_a = m$. De voetheogte $h_f = 1,25 m$. De afronding aan de voet $\rho_f = 0,4 m$, zie NEN 1629.

Vroeger werd voor de drukhoek 15° genomen. Tegenwoordig worden uitsluitend tanden met een drukhoek $\alpha = 20^\circ$ vervaardigd. Het minimaal aantal tanden van een tandwiel kan dan worden teruggebracht tot 17 zonder dat ondersnijding optreedt. Hierop komen we in de volgende paragraaf terug.

Doordat de tanden een beperkte hoogte hebben, raken ze elkaar slechts over een bepaald deel van de ingrijplijn. Dit deel noemt men de ingrijpweg. De ingrijpweg is dat deel van de ingrijplijn, dat tussen de topcirkels van de samenwerkende tandwiel ligt.

Onder de ingrijpboog verstaat men de boog tussen begin en einde van ingrijpen, gemeten langs de steekcirkel.

De tanddikte en kuilwijdte zijn bij bewerkte tanden gelijk. De kuilwijdte wordt uitgevoerd met een + tolerantie en de tanddikte met een even grote - tolerantie.

Voor een regelmatige krachtoverbrenging is het nodig dat het ene paar samenwerkende tanden elkaar nog raakt als het volgende paar tanden begint in te grijpen.

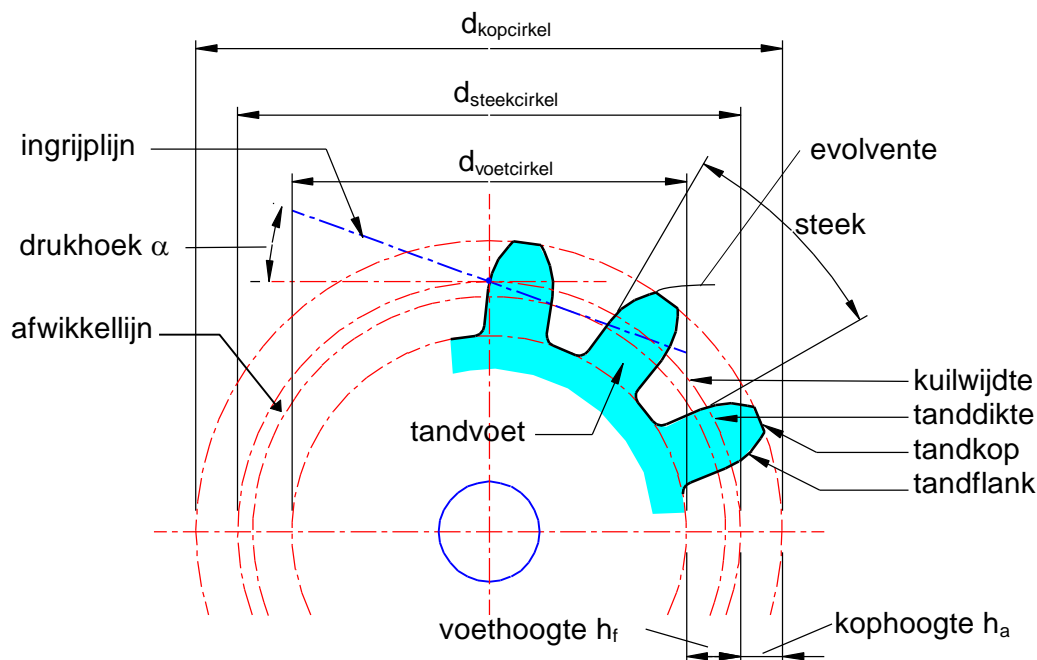


Fig.2. 15 Evolvente tanden, zie ook NEN 5275

$$\text{steek} = \pi * \text{modulus}$$

$$d_{\text{steekcirkel}} = z * m$$

$$d_{\text{kopcirkel}} = (z+2) * m$$

$$d_{\text{voetcirkel}} = (z-2.5) * m$$

$$\text{kophoogte } h_a = m$$

$$\text{voetheogte } h_f = 1.25 * m$$

Er moet dus steeds contact tussen de tandwiel bestaan. Hieruit volgt, dat de ingrijpboog groter moet zijn dan de steek van de tanden. Men zegt dan, dat de tanden elkaar overlappen. Men verstaat nu onder het ingrijpquotiënt het quotiënt:

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

Voor normale tandwielen bedraagt het ingrijpquotiënt 1,2 tot 1,7.
De evolvente tandprofielen hebben als voornaamste voordelen:

- 1 Ze kunnen doorgaans op eenvoudige wijze machinaal worden vervaardigd.**
- 2 De richting en de grootte van de kracht op de tanden is steeds gelijk, tenzij het moment dat de tanden meten? overbrengen, varieert.**
- 3 Men kan ze voor wisselwielen gebruiken, d.w.z. met een zeker tandwiel kan men verschillende andere tandwielen laten samenwerken, mits ze dezelfde modulus hebben. Op deze wijze kan men de drijfwerkverhouding gemakkelijk veranderen.**

De normbladen NEN 1629 en 1630 bevatten verschillende gegevens over evolvente tanden. De normbladen NEN 74 en NEN 2366 geven de aanduiding en tekenwijze voor tandwielen op technische tekeningen.

Voor de algemene meetkundige begrippen van tandwielen zie NEN 5276.

2.8 Berekening cilindrische tandwielen.

2.8.1 Inleiding en belastingfactoren.

Bij de berekening van de tandafmetingen spelen vele factoren een belangrijke rol. Van deze factoren noemen we :

1. de aard van het drijvende en gedreven werktuig;
2. de lagering en smering;
3. de oppervlaktegesteldheid van de tanden;
4. de optredende snelheid.

Voor uitvoerige belastbaarheidsberekeningen, wordt verwezen naar het Duitse normblad DIN 3990 en het voorlichtingspublicaties voor de metaalindustrie VN 09, 19 en 29.

Hieronder volgt een vereenvoudigde berekening op *tandbreuk en vlaktedruk*.

Omdat bij deze berekeningen diverse vereenvoudigingen worden toegepast, is bij de grootte van de opgegeven spanningen hiermee rekening gehouden.

Bij de berekeningen gaan we uit van de theoretische omtrekskracht F_{th} die werkt op de steekcirkelmiddellijn en volgt uit het nominale motorvermogen P bij een gegeven rotatiefrequentie n .

$$M_w = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{P}{n} = \frac{P}{\omega} \quad \text{en :} \quad F_{th} = \frac{M_w}{R_{stc}}$$

of :

$$F_{th} = \frac{P}{v}$$

De theoretische omtrekskracht wordt gecorrigeerd met de *toeslagfactor* K_a , die afhankelijk is van het drijvende en het gedreven werktuig, zie nevenstaande figuur.

Bovendien wordt gecorrigeerd met de belastingsfactor K_v , die verband houdt met steekafwijkingen, waardoor versnellings- en/of vertragingsskrachten optreden. Deze krachten zijn afhankelijk van de afwerkingen en de snelheid van de tanden. Er geldt:

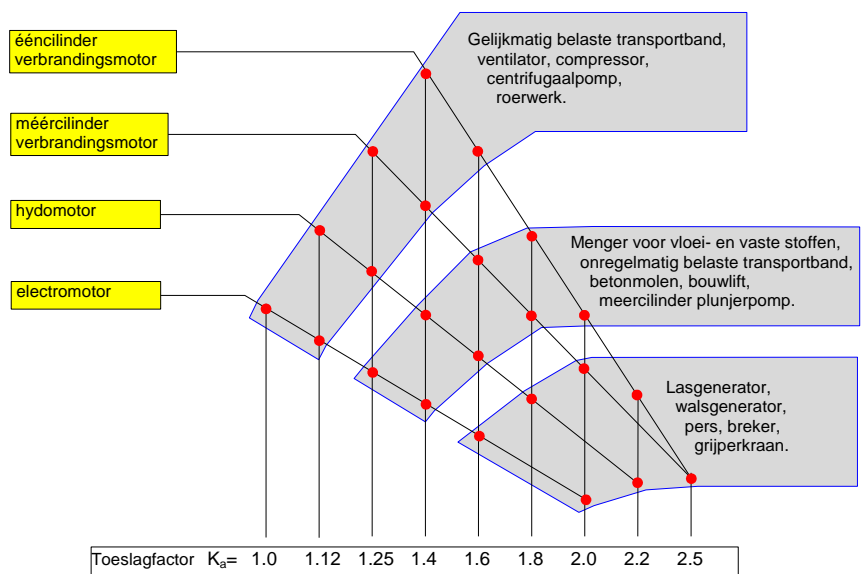
$$K_v = \frac{A + v}{A} \quad v \text{ in m/s}$$

Voor nominale overbrengingen geldt:

- tandwielen in gesloten kasten $A = 10$
- open tandwieloverbrengingen $A = 3$

De snelheid v is de getalwaarde van de omtreksnelheid op de steekcirkel in m/s. De rekenkracht op het tandwiel wordt nu bepaald met :

$$F_{reken} = K_a * K_v * F_{th}$$



2.8.2. Berekening van de tanden op tandbreuk.

Onder tandbreuk verstaat men de breuk die optreedt aan de tandvoet. Hierbij wordt onderscheid gemaakt tussen een *gewelddreuk* en een *vermoeiingsbreuk*. Een gewelddreuk treedt op bij het vastlopen van een machine. De vermoeiingsbreuk treedt op na een zeer groot aantal omwentelingen ten gevolge van materiaalvermoeiing.

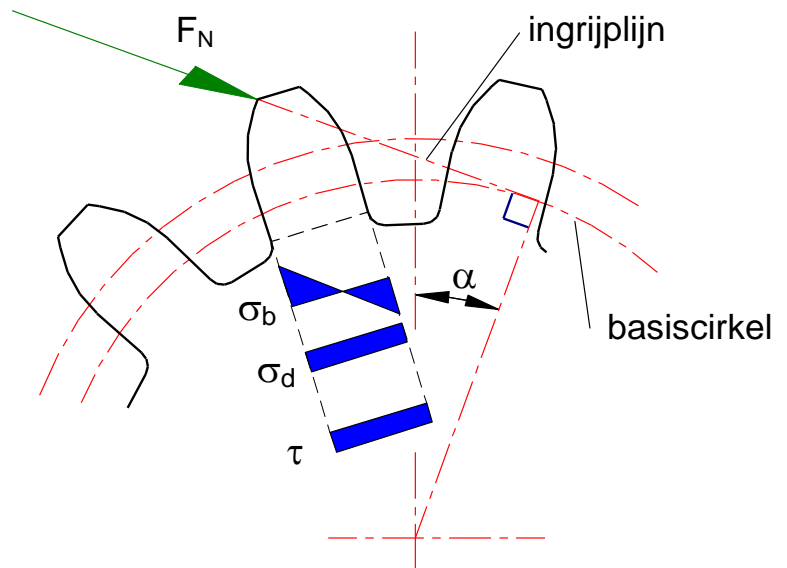


Fig.2. 1 Spanningsgrafieken buig-, druk- en schuifspanning.

In figuur 2.2 is op één tand, in het uiterste punt van ingrijpen, de tandkracht F_N getekend. Deze kracht, die werkt in de richting van de ingrijplijn, veroorzaakt in de tandvoet een buig-, druk- en schuifspanning. Daar de invloed van de druk en schuifspanning gering is, wordt de tandvoet alleen op buiging berekend. Bij deze vereenvoudigde berekening op buiging wordt aangenomen dat de rekenkracht F_{reken} op het tandwiel zich gelijkmatig verdeelt over de top van één tand, zoals aangegeven in figuur 2.2. Voor het gearceerde tandvoetoppervlak dat op buiging belast wordt geldt:

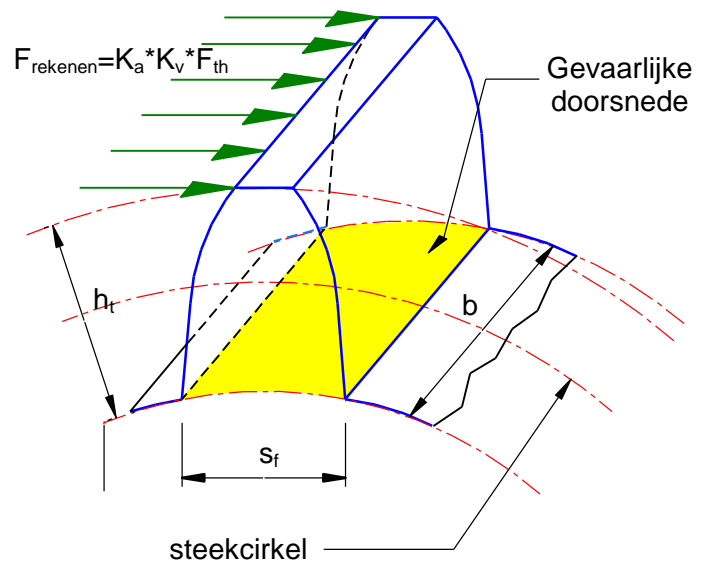


Fig.2. 2 Spanningsoppervlak

$$F_{reken} * h_t = W_x * \overline{\sigma_b}$$

of:

$$F_{reken} * h_t = \frac{1}{6} * b * S_f^2 * \overline{\sigma_b}$$

of:

$$F_{reken} = \frac{b * S_f^2}{6 * h_t} * \overline{\sigma_b}$$

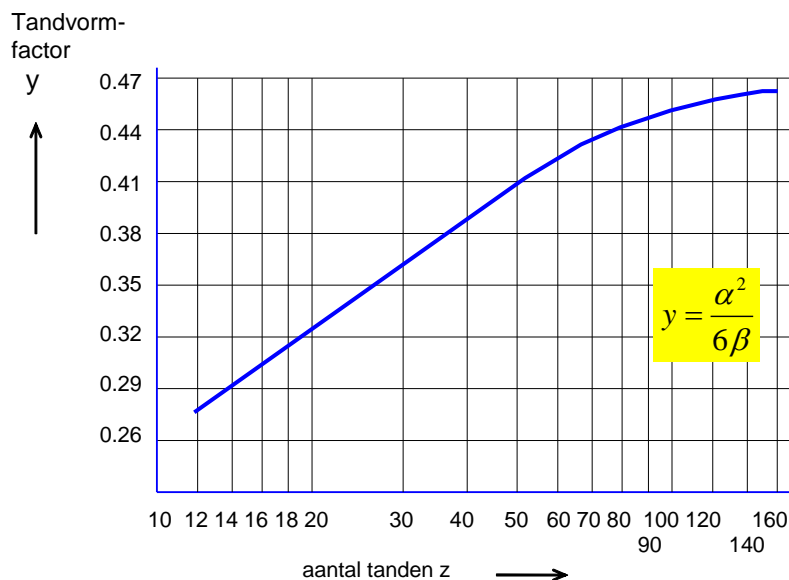
De tandhoogte h_t en de tandbreedte s_f kunnen worden uitgedrukt in het moduul. Stellen we $s_f = \alpha \cdot m$ en $h_t = \beta \cdot m$ dan wordt:

$$F_{reken} = \frac{b \cdot (\alpha \cdot m)^2}{6 \cdot \beta \cdot m} \cdot \overline{\sigma_b} = b \cdot m \cdot \frac{\alpha^2}{6\beta} \cdot \overline{\sigma_b}$$

Hierin stelt men nu $\frac{\alpha^2}{6\beta}$ de **tandvormfactor** y zodat:

$$F_{reken} = b \cdot m \cdot y \cdot \overline{\sigma_b}$$

Voor tandwielen zonder profielverschuiving, met een drukhoek van 20° en een tandhoogte van $2,25 \cdot m$ geeft de onderstaande grafiek de waarde van y bij diverse aantallen tanden.



De tabel 2.1 geeft voor enige toegepaste tandwielmaterialen de waarde van de toelaatbare buigspanning $\overline{\sigma_b}$. Van een zelf ontworpen, of bestaand tandwiel is het nu mogelijk bij een bepaalde tandbelasting de optredende buigspanning uit te rekenen en deze te vergelijken met de toelaatbare.

Wil men bij een bepaald vermogen direct de moduulmaat berekenen, dan gaat men als volgt te werk. Het wringend moment dat wordt overgebracht, volgt uit:

$$M_w = F_{th} \cdot \frac{d_{st}}{2}$$

Tabel 2.1 Toelaatbare spanningen bij tandwielen

Materiaal	Toelaatbare	
	voetspanning σ_b [N/mm ²]	vlaktedrukfactor k [N/mm ²]
GG245	40	2
GST 590	120	2
Fe 490	130	2.4
C 45	150	2.7
C 60	170	3.4
42 Cr Mo 4	210	5.4
31 Cr Mo V9 genitreerd	300	23.
15 Cr Ni 6 gecarboneerd en gehard	300	33.

Tabel 2.2 Tandbreedtefactor λ

Tandwielsituatie	λ
Eenvoudige constructie	8
Tandwielen tussen lagers in solide constructie	15
Tandwielen in tandwielkasten	30

Drukken we de breedte b van de tand nu ook noch uit in de modulus, $b = \lambda \cdot m$, zie tabel 2.2 dan wordt:

$$M_w = b \cdot m \cdot y \cdot \overline{\sigma_b} \cdot \frac{d_{st}}{2} = \lambda \cdot m \cdot m \cdot y \cdot \overline{\sigma_b} \cdot \frac{z \cdot m}{2}$$

$$M_w = \frac{\lambda \cdot y \cdot \overline{\sigma_b} \cdot z \cdot m^3}{2}$$

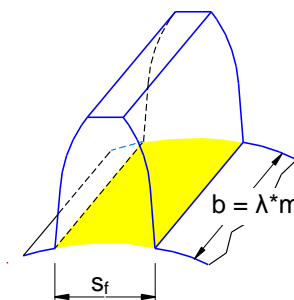
Hieruit volgt dat :

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_w}{z \cdot \lambda \cdot y \cdot \overline{\sigma_b}}}$$

Wordt bij het berekenen van M_w rekening gehouden met de toeslagfactor K_a en de belastingsfactor K_v , dan kan direct de modulus worden berekend met :

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_a \cdot K_v \cdot M_w}{z \cdot \lambda \cdot y \cdot \overline{\sigma_b}}}$$

aan de hand van een getallenvoorbeeld zullen we bovenstaande berekening toelichten.



Voorbeeld

Door middel van een tandwieloverbrenging moet, met een elektromotor van $P = 15 \text{ kW}$, een roerwerk worden aangedreven. De rotatiefrequentie van de motor is $6/\text{s}$ en van het roerwerk $2/\text{s}$.

De hartafstand van beide assen bedraagt 400 mm , en deze worden gemonteerd in een solide gelaste staalconstructie. Voor het materiaal van de wielen wordt Fe490 gekozen.

Bereken de tanden op tandbreuk.

BEREKENING

De drijfwerkverhouding $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{6}{2} = 3$

Verder is $\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} = 3 \Rightarrow r_2 = 3r_1$

Omdat $r_1 + r_2 = 400 \text{ mm}$, volgt hieruit $4r_1 = 400 \text{ mm}$, zodat:

$r_1 = 100 \text{ mm}$ en $r_2 = 300 \text{ mm} \rightarrow d_1 = 200 \text{ mm}$ en $d_2 = 600 \text{ mm}$

Het theoretisch over te brengen moment is:

$$M_w = \frac{1}{2\pi} * \frac{15000 \text{ Nm/s}}{6/\text{s}} = 398 \text{ Nm}$$

Met behulp van figuur 2.20 vinden we de aandrijffactor $K_a = 1.12$. Voor een gesloten tandwielkast wordt $A = 10$, de tandsnelheid $v = \pi * 0.2 \text{ m} * 6/\text{s} = 3.75 \text{ m/s}$ zodat de

belastingsfactor $K_v = \frac{10 + 3.75}{10} = 1.375$ wordt.

Voor het materiaal Fe490 volgt uit tabel 2.1 dat $\sigma_b = 130 \text{ N/mm}^2$, terwijl we met behulp van tabel 1.2 de breedtefactor $\lambda = 15$ vinden. Stellen we het aantal tanden op de drijvende as op 50, dan kan de vereiste moduul van de tanden worden berekend met:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 * 1.12 * 1.375 * 398000 \text{ Nmm}}{50 * 15 * 0.41 * 130 \text{ N/mm}^2}} = 3.2 \text{ mm}$$

Deze waarde ronden we af op 4 mm .

De tandbreedte wordt: $b = \lambda * m = 15 * 4 = 60 \text{ mm}$

De steekcirkelmiddellijn $d_{st1} = z_1 * m = 50 * 4 = 200 \text{ mm}$

De steekcirkelmiddellijn $d_{st2} = i * d_{st1} = 3 * 200 = 600 \text{ mm}$

Deze middellijnen komen overeen met de hierboven berekende.

Opmerking

Bij de berekende steekcirkelmiddellijn van 200 mm , met behulp van de overbrengverhouding en de aanname van 50 tanden volgt ook dat de modulus 4 mm wordt.

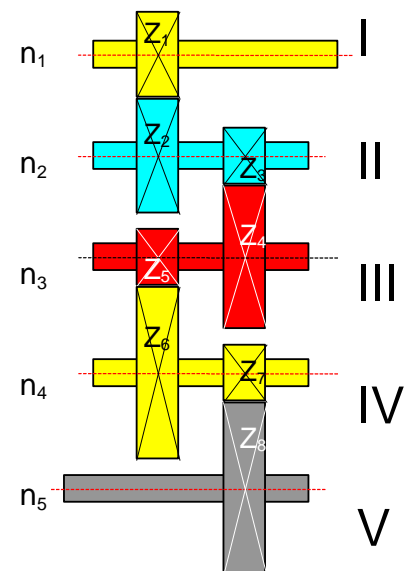
Het is dan mogelijk om met behulp van de formule $F_{\text{reken}} = b.m.y. \sigma_b$, na de aanname van de breedte b , de optredende buigspanning in de tandvoet uit te rekenen. Door vergelijking van deze berekende spanning met de toelaatbare, kan worden nagegaan of het eerst berekende moduul voldoet. Ga dit zelf na !

Opgave

1. Welke voordelen heeft een tandwielaandrijving?
2. Wat verstaat men onder de steek van de tanden van een tandwiel?
3. Wat verstaat men onder de modulus van de tanden en waarom is dit begrip ingevoerd?
4. Wat zijn voor- en nadelen van cilindrische tandwielen met schroeftanden?
5. Tandwielen worden dikwijls met evolvente tanden uitgevoerd. De voornaamste voordelen hiervan zijn?
6. Een tandwiel heeft een moduul van $m = 3$ mm, en $z = 26$ tanden. Bereken de steekcirkel-, kopcirkel- en de voetcirkeldiameter in mm's van dit tandwiel.
7. Wat verstaat men onder de normaalsteek en de omtreksteek van schroeftanden?

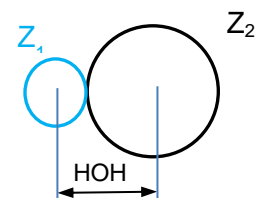
8. Van een cilindrische tandwielaandrijving volgens nevenstaande figuur hebben de tanden de modulus 3 mm. As I heeft een rotatiefrequentie van 25 \sim/s , het tandwiel heeft 22 tanden. As II heeft een rotatiefrequentie van 10 \sim/s . As III heeft een rotatiefrequentie van 5 \sim/s , tandwiel z_4 heeft 60 tanden. Tandwiel z_5 heeft 30 tanden, tandwiel z_6 75, tandwiel z_7 20, en tandwiel z_8 80 tanden.

- a. Bereken de aantallen tanden, de middellijnen van de steekcirkels, topcirkels en voetcirkels van de tandwielen, en de rotatiefrequenties van de assen IV en V.
- b. Bereken de hartafstanden van de assen.



9. Van een tandwiel is de topcirkelmiddellijn 110 mm. Het aantal tanden is 20, drukhoek = 20° en de tandhoogte $2.25 \cdot \text{modulus}$. Bereken :
 - a. de modulus van de tanden;
 - b. de steek-, voet- en basiscirkelmiddellijn.

10. Van een cilindrische tandwielaandrijving met rechte tanden gemonteerd in een tandwielkast, is de hartafstand (HOH) 480 mm. Het vermogen dat wordt overgebracht is 15 kW. De rotatiefrequentie van de gedreven as 1 \sim/s . De drijfwerkverhouding $i = 3$. De modulus van de tanden $m = 10$ mm en $\lambda = 15$. De aandrijf factor $K_a = 1,25$.



Gevraagd:

- a. Van het grootste wiel: de steekcirkelmiddellijn, het aantal tanden en de topcirkelmiddellijn.
- b. Bereken de omtrekkracht (contactkracht) op de wielen.
- c. Bereken de buigspanning in de tandvoet, als de tandvormfactor $y = 0.34$.

11. Een elektrisch aangedreven rolstoel is uitgevoerd met een elektromotor die aan het rondsel is gemonteerd met 12 tanden.

Het inwendig tandwiel is uitgevoerd met 32 tanden, wat rechtstreeks aan het wiel van de rolstoel is gemonteerd.

De wieldiameter van de rolstoel = 500 mm.

De snelheid van de rolstoel = 18 km/uur, als deze een helling van 15% neemt.

De rolstoel inclusief gebruiker stellen we op 1400 N.

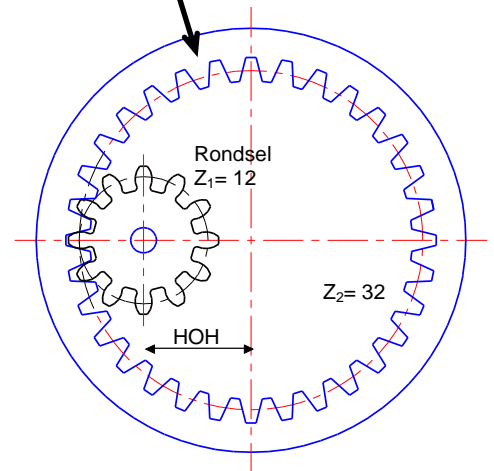
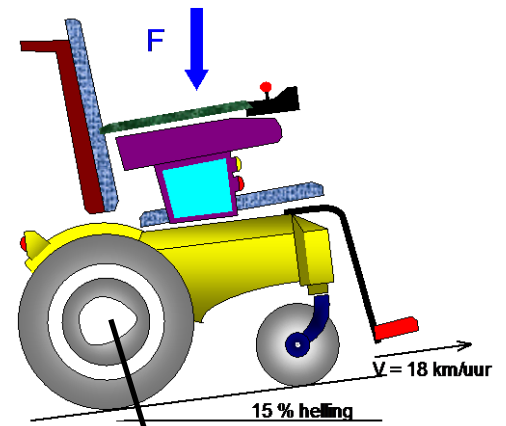
Te gebruiken modulmaten v.d. tanden : 0.5, 1, 1.5, 2, 3, 4, 5, 6 mm.

Materiaal rondsel = GG245

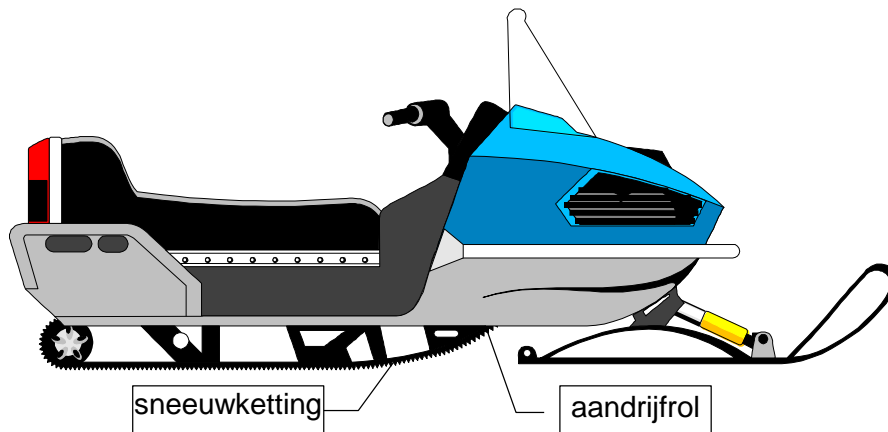
$K_a = 1$ $K_v = 1.2$ Rendement = 100%

Tandwielkast in gesloten kast van een eenvoudige constructie

- Bereken of bepaal λ , toelaatbare σ_b en y ,
- Bereken het benodigde vermogen in Watt van de motor onder deze belasting condities.
- Bereken het toerental van de motor in omw/sec en het moment in Nmm van het tandwiel 1.
- Bepaal het benodigde modul m van de tanden en bereken de hartafstand (H.O.H.) van de tandwielen 1 en 2.



12



Een sneeuwscooter wordt door een 2 cilinder motor aangedreven. Het max. vermogen van de motor is 20 kW, bij een toerental van 3600 omw/min, deze is gekoppeld aan as I.

Via 4 tandwielen wordt het toerental van de motor vertraagd naar de aandrijfrol.

De aandrijfrol maakt het contact tussen de sneeuwscooter en de sneeuwketting welke een diameter heeft van 350 mm.

De sneeuwketting loopt over deze aandrijfrol.

De tandwielen zijn allemaal met dezelfde modulmaat uitgevoerd.

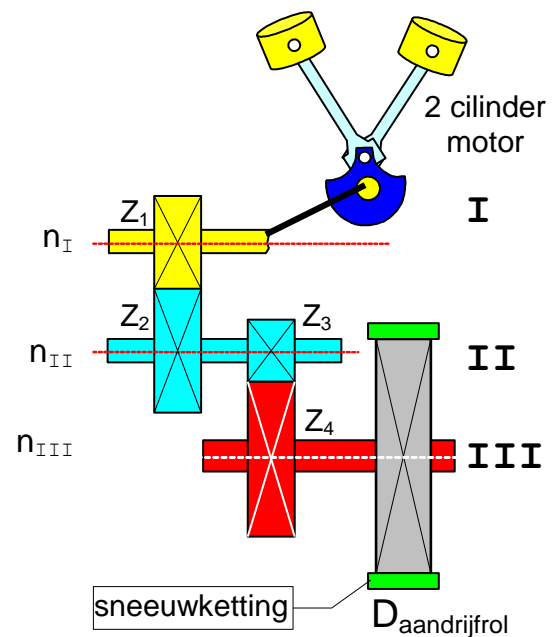
$K_a = 1.2$

De tandwielkast is een gesloten kast met tandwielen tussen lagers in een solide constructie.

De tandwielen worden gemaakt van Fe490.

Rendement van de overbrenging $\eta = 100\%$.

Te gebruiken modulmaten van de tanden zijn : 0.5, 1, 1.5, 2,3,4,5,6 en 8 mm.

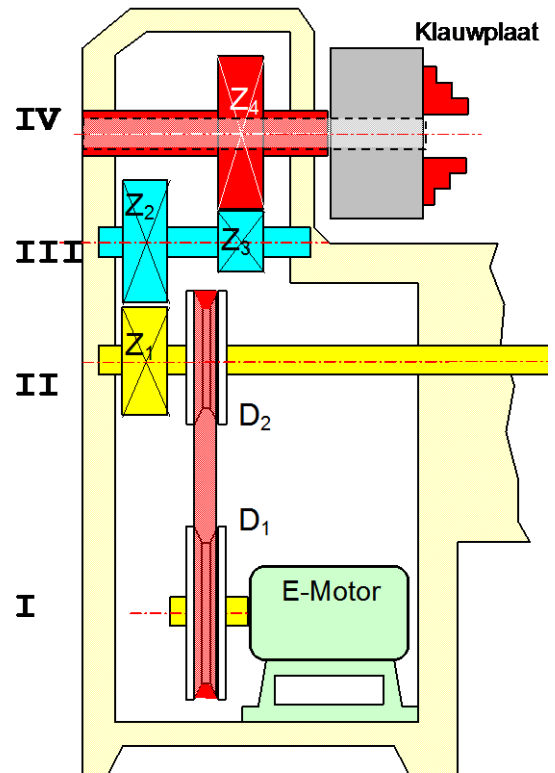


Nr	z	n [omw/sec]	Moment [Nm]
1	20		
2	36		
3	18		
4	40		

- Bereken de totale overbrengingsverhouding i . (zie ook bovenstaande tabel !)
- Bereken het toerental van de aandrijfrol in omw/sec.
- Bereken de snelheid van de sneeuwscooter in km/h.
- Bereken de momenten van de tandwielen in Nm ?
- Welk tandwiel is maatgevend voor de sterkteberekening van de tandwielen, en waarom ?
- Bepaal A , K_v , λ_y en de toelaatbare σ_b in N/mm^2 . I.v.m. de K_v berekening neem je voorlopig een modulmaat aan, zodat V en daaruit K_v berekend kan worden.
- Bepaal de benodigde modul m van de tanden en bereken de hartafstand (H.O.H.) van de tandwielen 1 t/m 4
- Bereken van tandwiel 4 de diameter steekcirkel, -kopcirkel en -voetcirkel in mm.

- 13 Nevenstaande elektrisch aangedreven draaibank is voorzien van 4 tandwielen met resp. $Z_1 = 23$, $Z_2 = 33$, $Z_3 = 22$ en $Z_4 = 50$ tanden. Tussen tandwiel 1 en de elektromotor zijn i.v.m. schokbelasting etc. 2 V-snaarschijven gemonteerd met de diameters $D_1 = 280$ mm en $D_2 = 200$ mm. De motor heeft een vermogen van 3500 Watt bij een toerental van = 1500 omw/min. I.v.m. inbouwmaten is de moduulmaat $m = 3$ mm. $K_a = 1.2$ $K_v = 2.25$. De tandwielen zijn tussen lagere in een solide constructie van de machine geplaatst.

- Bereken de totale overbrengingsverhouding tussen de motor en de klauwplaat en de frequentie van de assen I t/m IV
- Bepaal λ , en y voor tandwiel 3
- Bereken uit het vermogen het moment in Nm en in Nmm van tandwiel 3.
- Bepaal het benodigd materiaal i.v.m. de sterkte uit de formule voor de benodigde moduulmaat.
- Bereken de steekcirkel-, kopcirkel- en de voetcirkeldiameter van tandwiel 3.



2.9 Planeetwiel aandrijving

Er worden ook dikwijls planetaire tandwiel aandrijvingen toegepast. Een planetaire tandwieloverbrenging, zie het schema van figuur 2.9 bestaat uit een op de ingaande as gemonteerd zonniewiel, dat in ingripping is met een stel planeetwielen die op hun beurt ingrijpen in een stilstaande buitenring die is voorzien van een inwendige vertanding.

De planeetwielen zijn gemonteerd op assen van de planeetdrager die bevestigd is op de uitgaande as.

Bij deze, in een kast gemonteerde overbrenging liggen de in- en uitgaande-assen in een lijn en kunnen, afhankelijk van de overbrengingsverhouding, ééntraps of meertraps worden uitgevoerd. Hierdoor is het mogelijk in een kleine cirkelvormige tandwielkast, die vaak met de aandrijvende elektromotor wordt samengebouwd, een grote vertraging te krijgen.

De planetaire tandwieloverbrengingen worden onder andere toegepast bij de aandrijving van de kabeltrommels van hijswerktuigen en o.a. in een fietsnaaf met versnellingen.

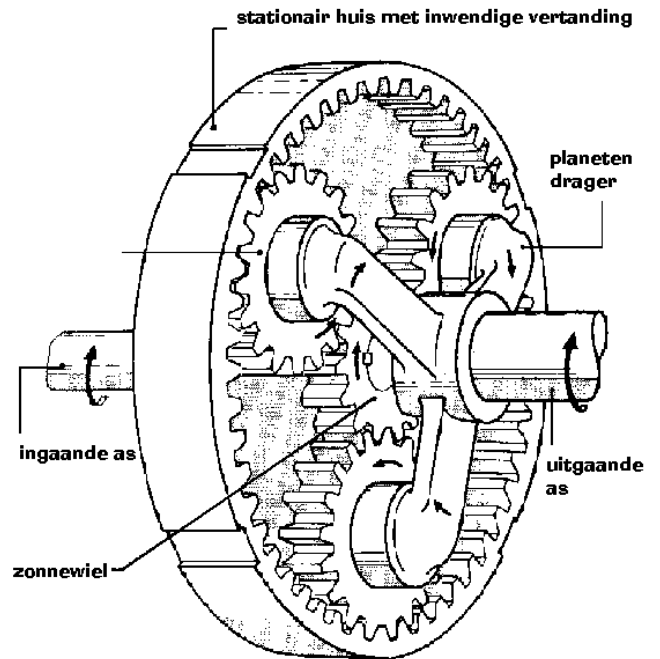


Fig.2. 16 Schema planetaire tandwielkast



Fig.2. 17 Vijf versnellingsnaaf v.e. fiets

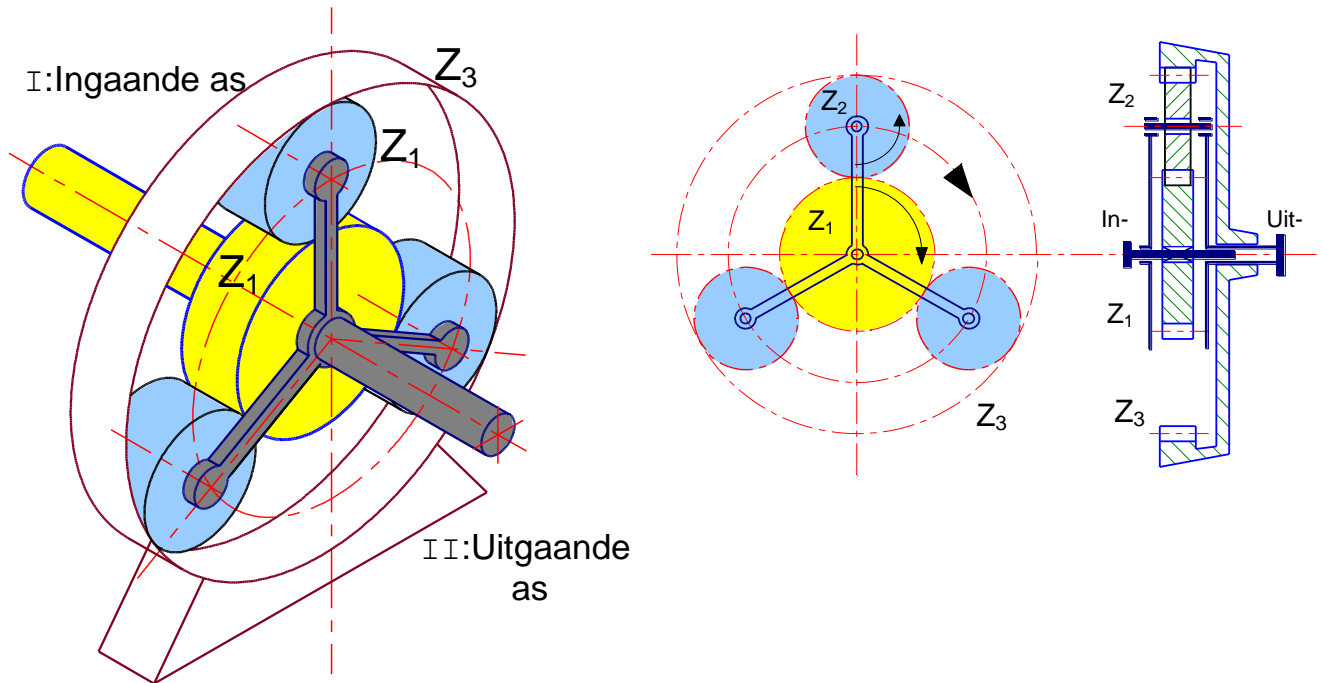


Fig.2. 18 Schema planetaire aandrijving

De overbrengingsverhouding, zie het schema van figuur 2.8, kan voor een ééntrapsuitvoering als volgt worden bepaald:

De tandkrans z_3 , die normaal stilstaat, wordt 1 omwenteling linksom gedraaid gedacht, terwijl de as II met de zonnewielen op hun plaats blijven. De as I maakt dan z_3/z_1 omwentelingen rechtsom. Vervolgens wordt het geheel 1 omwenteling rechtsom gedraaid. De tandkrans is dan weer in zijn uitgangspositie gekomen.

In totaal heeft de as I nu $\frac{z_3}{z_1} + 1$ omwenteling en de as II 1 omwenteling gemaakt.

De overbrengingsverhouding is dus :

$$i = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{\left(\frac{z_3}{z_1} + 1\right)}{1} = \frac{z_3}{z_1} + 1$$

Zijn het aantal tanden respectievelijk $z_1 = 50$, $z_2 = 30$ en $z_3 = 110$, dan wordt:

$$i = \frac{z_3}{z_1} + 1 = \frac{110}{50} + 1 = 3.2$$

De tandwielen z_2 zijn in dit geval dus alleen tussenwielen.

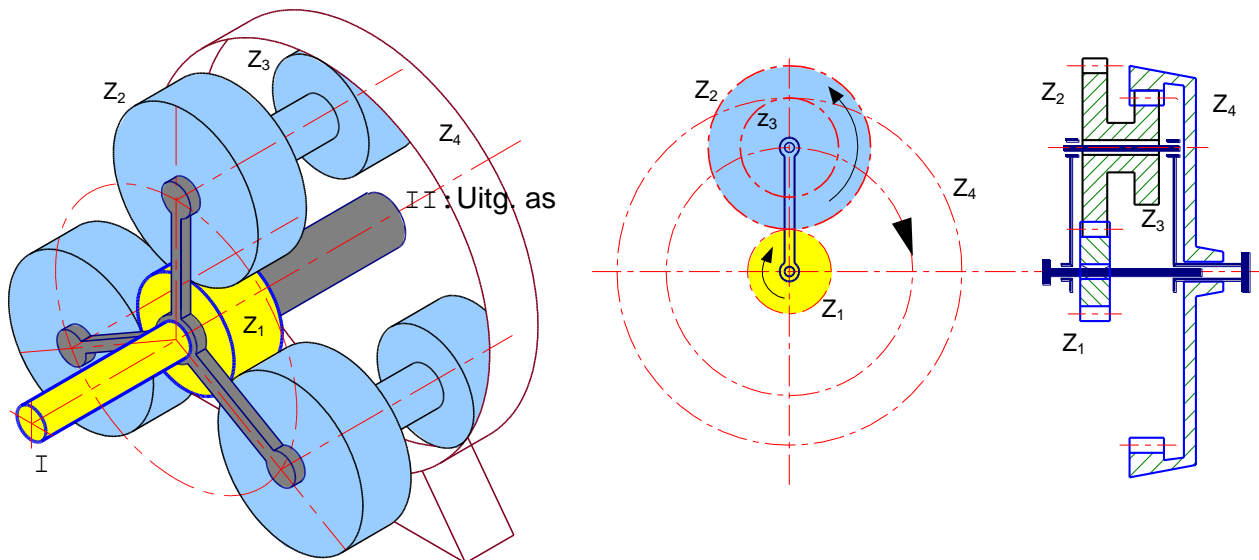


Fig.2. 19 Planeet met dubbele wielen

Zijn op elke planeetdrager twee tandwielen met verschillend aantal tanden gemonteerd, zie het schema van figuur 2.??, dan wordt nu de overbrengingsverhouding als volgt bepaald:

De tandkrans met z_4 tanden wordt denkbeeldig 1 omwenteling linksom gedraaid, terwijl de tandwielen z_2 en z_3 op hun plaats blijven, maar wel roteren.

Het tandwiel z_1 , dus as II, heeft dan $\frac{z_4}{z_3} * \frac{z_2}{z_1}$ omwentelingen rechtsom gemaakt.

Vervolgens wordt het geheel nu 1 omwenteling rechtsom gedraaid. De tandkrans z_4 is weer in zijn uitgangspositie gekomen.

De as I heeft in totaal nu $\frac{z_4}{z_3} * \frac{z_2}{z_1} + 1$ omwenteling en de as II 1 omwenteling gemaakt.

De overbrengingsverhouding is nu:

$$i = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{\frac{z_4}{z_3} * \frac{z_2}{z_1} + 1}{1} = \frac{z_4}{z_3} * \frac{z_2}{z_1} + 1$$

Zijn de aantal tanden respectievelijk $z_1 = 20$, $z_2 = 50$, $z_3 = 28$, $z_4 = 98$, dan wordt

$$i = \frac{98}{28} * \frac{50}{20} + 1 = 9.75$$

Hst. 3 Verzamelonderwerpen

<http://www.fietsica.be/>

Inleiding

Dit hoofdstuk is vooral een verzameling van onderwerpen die ter ondersteuning zijn van het moduleproject, evenals hst 1 en 2. Dit is een korte verzameling van allerlei onderwerpen.

Rolweerstandberekening

Begrip Rolweerstandcoëfficiënt en wrijvingscoëfficiënt.

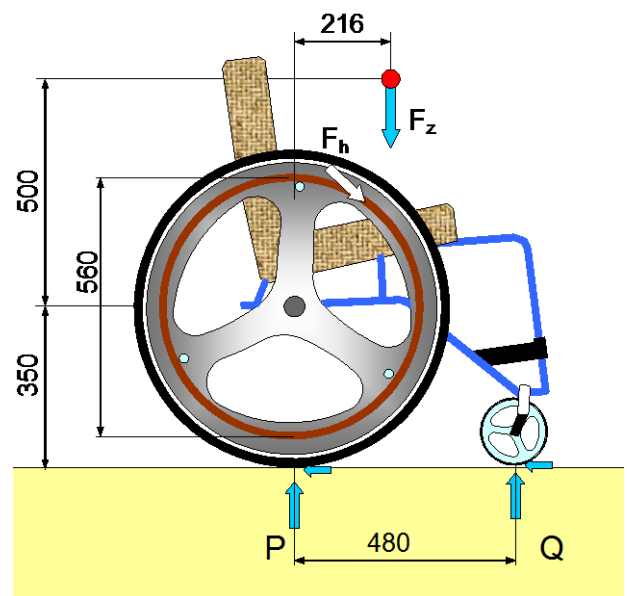
$$F_{prop} = \sum F_{rolw} + F_{lucht} + m * a$$

1. Een rolstoelgebruiker incl. rolstoel heeft een gezamenlijk zwaartepunt $F_z = 1000\text{N}$. De rolweerstandcoëfficiënt tussen de wielen en zachte ondergrond zijn :

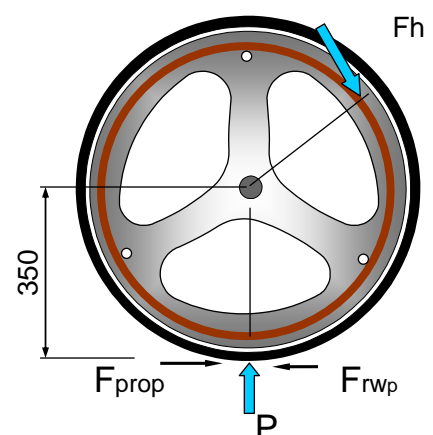
- achterwiel $f = 0.2$
- voorwiel $f = 0.3$

Voor de maten zie nevenstaande tekening. T.b.v. de berekening is F_h tangentieel gericht op de hoepel en constant voor beide handen aanwezig.

- Bereken de reactiekrachten P en Q op de wielen.
- Bereken de rolweerstandkrachten op de wielen.
- Bereken de benodigde handkracht F_h in N.
- Bereken de benodigde gemiddelde wrijvingscoëfficiënt om de voorgaande propulsiekracht over te brengen op het wegdek.
- Indien de wrijvingscoëfficiënt gelijk is aan de vorige vraag, wat gebeurt er dan als de persoon (F_z) b.v. 50 mm naar voren gaat zitten.



$$F_{prop} = F_{rw} + F_{lucht} + m * a$$



Doel van deze berekening :

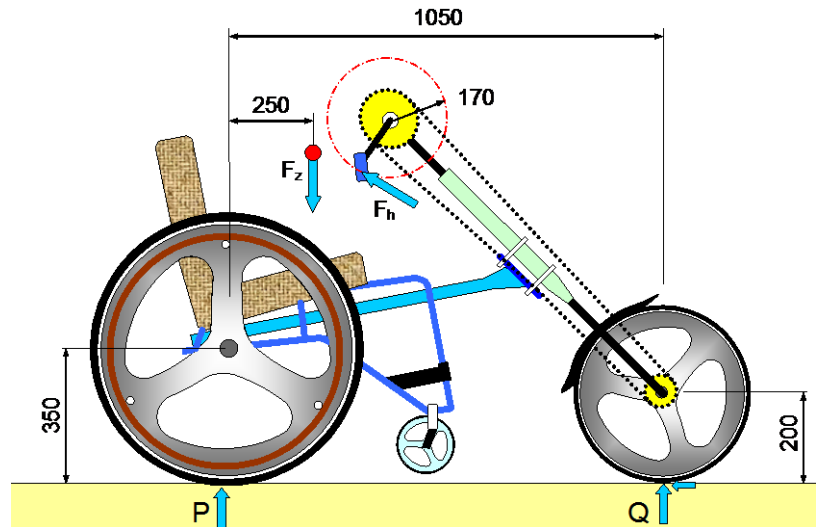
Bereken de overbrengingsverhouding van de schakelnaaf in het voorwiel uit het beschikbare armvermogen, toerental van de trapas en de optredende rolweerstand.

2. Stel een handbiker kan over een langere periode een vermogen leveren van 150 Watt. In de naaf van het voorwiel wil men een schakelbare versnellingsnaaf monteren.

Een rolstoelgebruiker incl. de rolstoel heeft een gezamenlijk zwaartepunt $F_z = 1000\text{N}$. De rolweerstandcoëfficiënt tussen de wielen en ondergrond zijn :

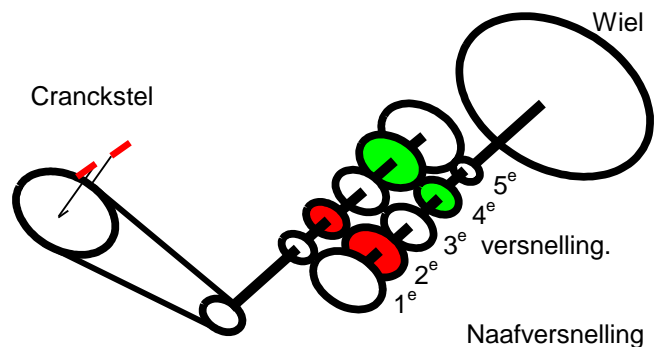
- zachte bodem - wielen
 $f = 0.25$
- verharde weg - wielen
 $f = 0.03$

Voor de maten zie nevenstaande tekening.



T.b.v. de berekening is F_h tangentieel gericht op de handgreep en constant voor beide handen aanwezig bij een toerental van de trapas van 50 omw/min.

De kettingwielen zijn voor de trapnaaf en aan het voorwiel resp. 40 en 22 tanden.



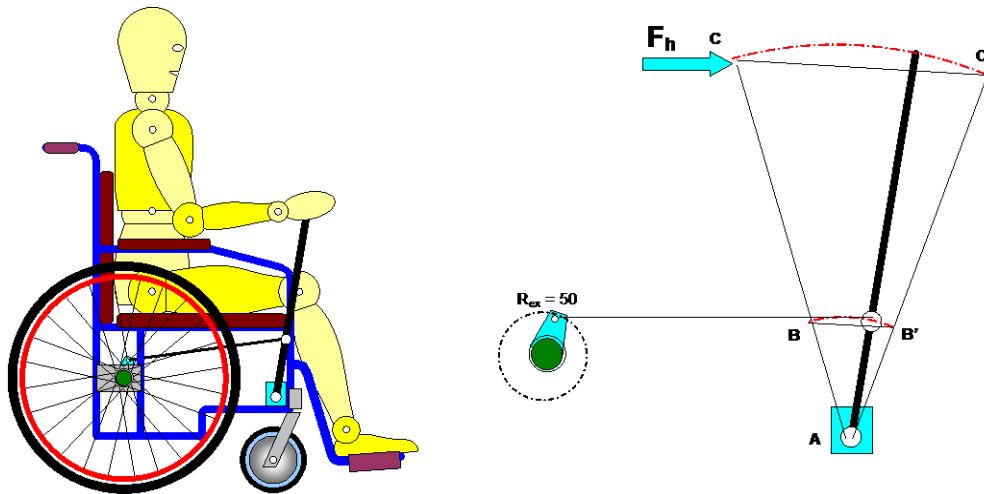
Gevraagd telkens voor beide situaties (rolweerstandcoëfficiënt) :

- a. Bereken de totale rolweerstandkracht F_{rw} .
- b. Bereken uit het vermogen en toerental van de trapas de handkracht F_h .
- c. Bereken de benodigde totale overbrengingsverhouding tussen trapas en wiel ($i > 1$ dan vertraging).
- d. Bereken de overbrengingsverhouding van de kettingwielen en de benodigde overbrengingsverhouding in de naaf.

Doel van deze berekening :

Bereken het vermogen van een hefboommechanisme aangedreven rolstoel.

3. Stel een handbiker kan over een langere periode een vermogen leveren van 150 Watt.



Een rolstoel wordt aangedreven door een hefboommechanisme.

De excentrische as bij het achterwiel zit 50 mm uit het hart van de as.

Afmetingen van de hefboom : $AB = 175$ $AC = 560$ mm

F_z totaal = 800 N, rolweerstandcoëfficiënt $f = 0.05$

Snelheid = 10.8 km/uur. $D_{\text{wiel}} = 0.75$ m

De handkracht F_h wordt horizontaal uitgeoefend.

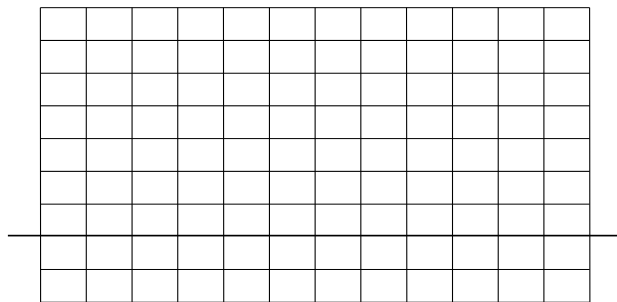
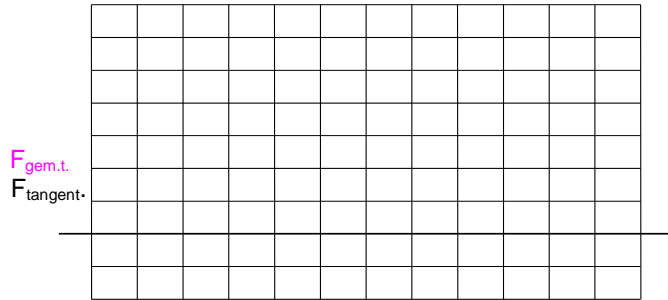
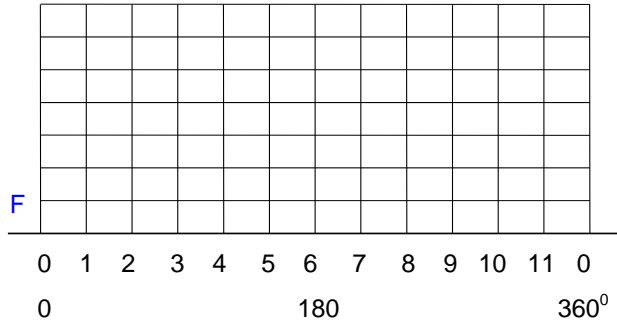
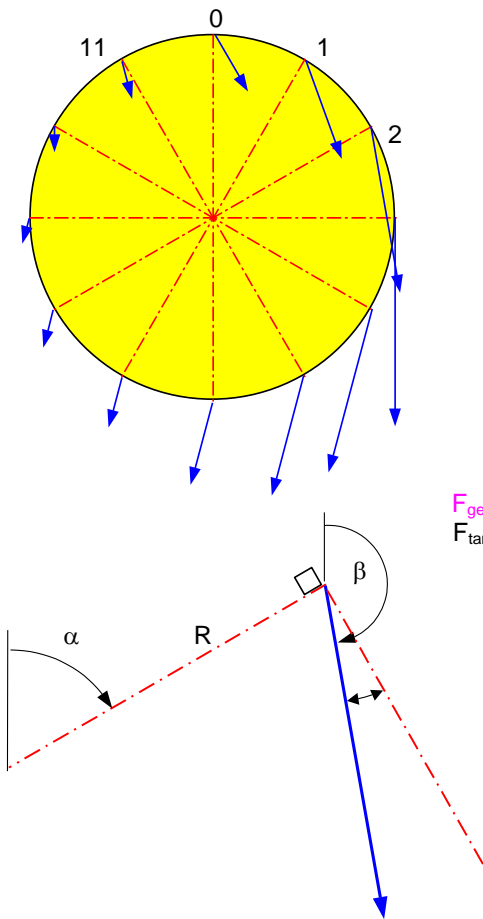
- Bereken de handuitslag CC' van de hefboom
- Bereken de handkracht F_h en het vermogen bij gecombineerde duw- en trekbeweging.
- Bereken de gemiddelde handkracht (inclusief de rolweerstand) indien de rolstoel binnen 15 m vanuit stilstand moet versnellen tot de gewenste snelheid.

Effectieve kracht op cranckstel.

Opgave 3

Bij het fietsen zijn de krachten op een volgens onderstaande figuur verdeeld, in grootte en richting. Het doel van deze opgave is om de schommelingen in het momentverloop en dus in het vermogensverloop te zien, aannemend dat er geen schommelingen zijn in de frequentie.

- a. Maak een grafiek waarin verdeeld over een volle omwenteling de krachten staan uitgezet.
- b. Bereken de tangentiële krachten en zet deze uit in de tweede grafiek.
- c. Maak de vorige grafiek nogmaals maar nu met 2 benen.



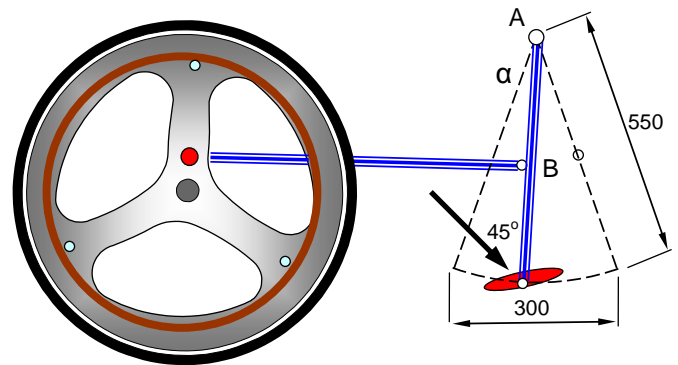
nr	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
F	10	16	26	32	26	19	13	8	6	4	4	6
α°	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
β°	150	160	170	180	195	195	195	195	195	195	180	165
$\cos(\beta-\alpha-90)$												
$F_{\text{tangent.}}$												
$F_{\text{gemidd.}}$												
2 ^e been												
1 ^e + 2 ^e been												
$F_{\text{gemidd.}}$												

Weerstand in lagers van een stangenmechanisme

Dikwijls hebben stangenstelsels een hoog rendement, omdat de afgelegde weg van de asjes in de lagers heel weinig is, wat tot gevolg heeft dat de wrijvingsarbeid laag is, dus een hoog rendement.

Dit wordt aangetoond d.m.v. 2 vraagstukken (Opgave 4 en 5).

$$W_{wr} = F_{wr} * weg_{wr}$$



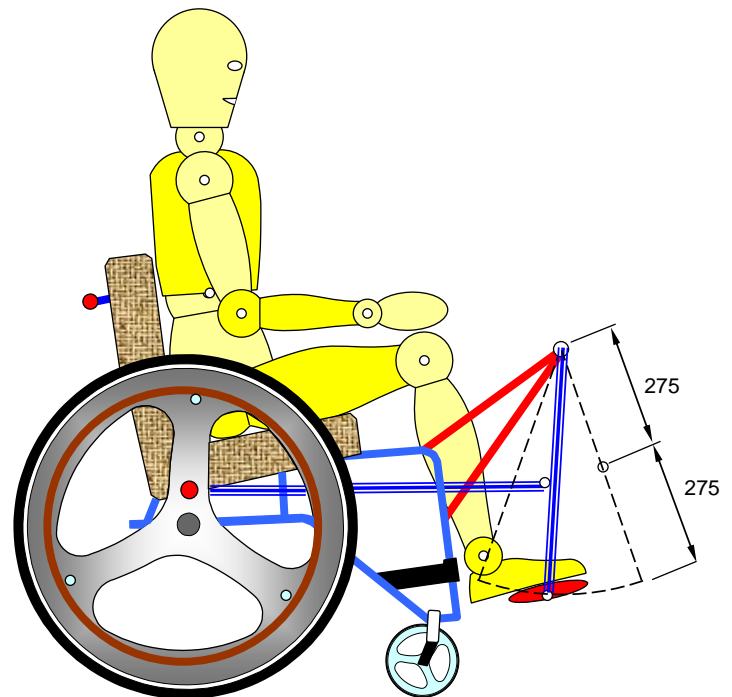
Opgave 4.

De wielen van een rolstoel worden via een stangenstelsel aangedreven.

De beenkracht staat gemiddeld onder een hoek van 45° t.o.v. de stang A-B met een waarde van 100N.

Gemakshalve nemen we aan dat de stang richting achterwielen loodrecht op A-B staat. De wrijvingscoëfficiënt van de lagers = 0.05. De diameter van de glijlagers = 16 mm.

- Bereken de krachten van de verticale stang in de punten A, B en C.
- Bereken de hoekverdraaiing α van de stang A-B.
- Bereken de wrijvingsarbeid die optreedt in de lagers A en B in Nm bij 1 omw. v.h. wiel.



Weerstand in lagers van een lineair mechanisme

Opgave 5

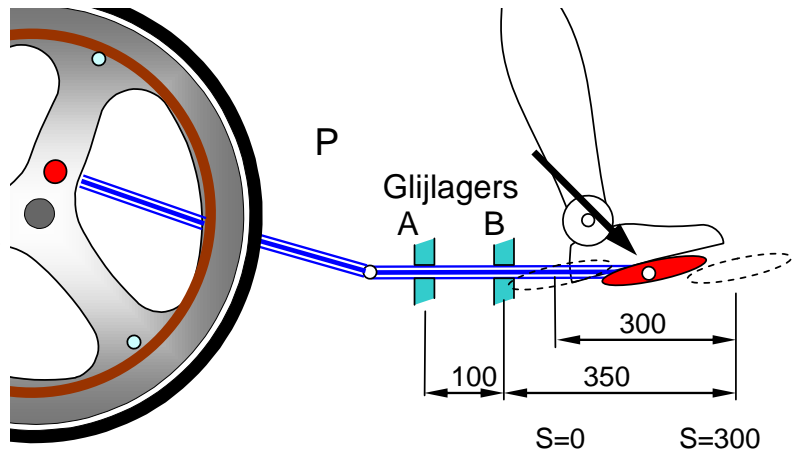
Nu is het aandrijfmechanisme gemaakt van een lineair aandrijfsysteem dat de beweging omzet in een roterende beweging van het wiel.

De horizontale staaf is gelagerd in A en B en maakt zo een glijdende lineaire beweging door de glijlagers.

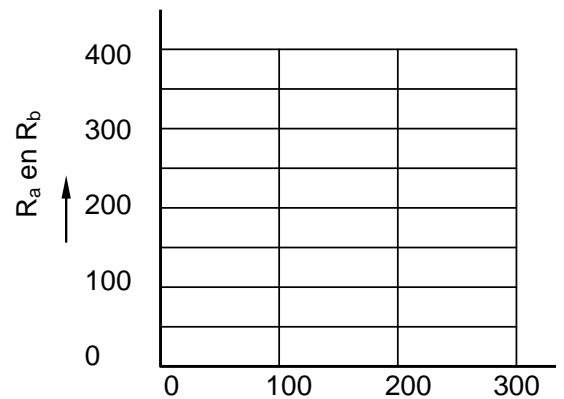
Deze glijlagers hebben ook een wrijvingscoëfficiënt van $f = 0.05$.

De grootte en richting van de kracht is hetzelfde als bij voorgaand vraagstuk.

De kracht in P mag je voor deze berekening verwaarlozen (in de praktijk wordt door deze stangkracht de situatie nog ongunstiger).



- Bereken de reactiekrachten op de glijlagers (F_N) voor de minimale ($s=0$) en maximale stand ($s=300$).
- Maak een grafiek van deze reactiekrachten R_A en R_B op de glijlagers voor de diverse standen.
- Bereken de gemiddelde wrijvingskracht voor R_A en R_B .
- Bereken de wrijvingsarbeid in Nm, en vergelijk dit met vorig vraagstuk.



Afzetkrachten en heup en kniemomenten.

Door de evolutie zijn door het lopen en springen de benen van mensen zo ontwikkeld dat de quadriceps (beenstrekkers) een grote kracht kan opwekken waardoor men een grote afzetkracht kan ontwikkelen.

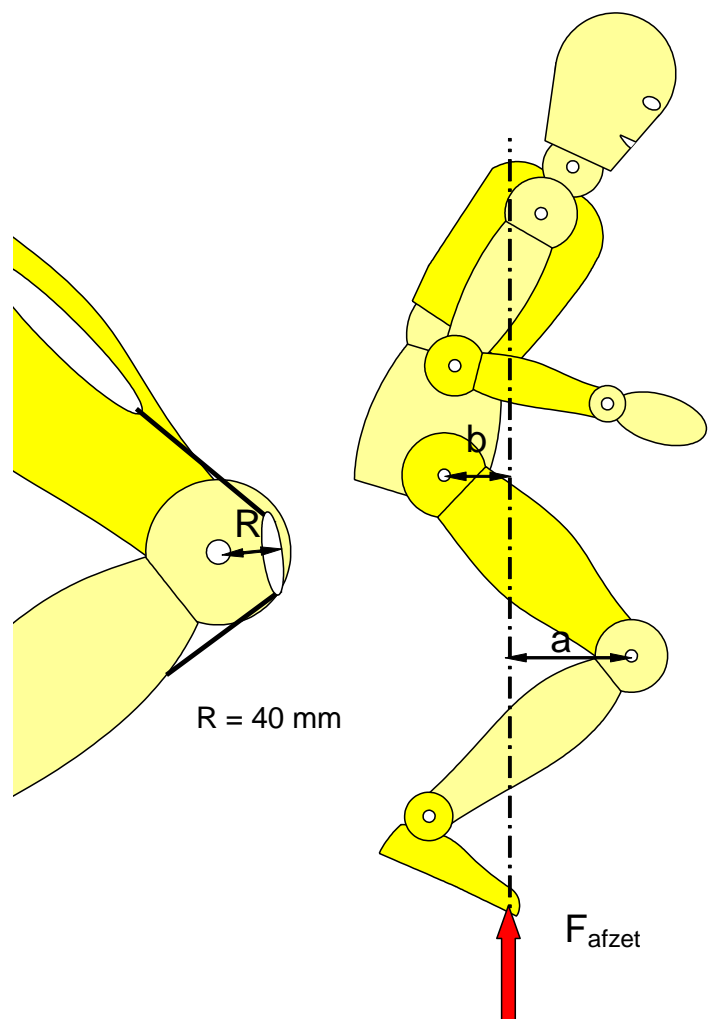
Het moment dan men kan leveren is afhankelijk van de kracht behorend bij de lengte van de quadriceps en de momentsarm van de spier of pees om de knie.

Het maximale kniemoment is dus een gegeven voor een bepaalde kniehoek.

De afzetkracht veroorzaakt een knie- en heupmoment respectievelijk van $(F_{afzet} * a)$ en $(F_{afzet} * b)$

Deze maximaal te genereren heup- en kniemoment zijn beide ongeveer gelijk wat resulteert in een krachttrichting door het bovenbeen zoals weergegeven in de figuur.

Door nu de afstand a en b klein te maken (Het been te strekken, maar dit heeft ook weer invloed op de spierkracht en dus kniemoment!!) kan men een grote afzetkracht genereren.

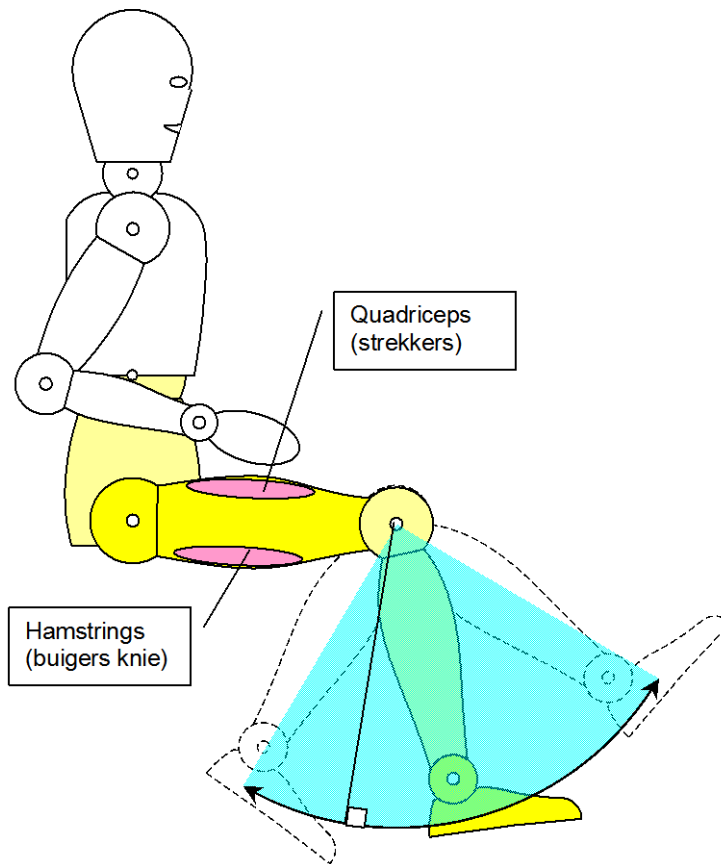


Aandrijfmechanisme waarbij de knie zorgt voor de aandrijving.

Men kan een mechanisme maken waarbij alleen de knie beweegt (trippelen). Bij onderstaande situatie wordt de kracht dan tangentieel aan de cirkelboog gegenereerd. Dit resulteert in relatief kleine voetkrachten omdat de momentsarm (lengte onderbeen + voet) erg groot is, daarnaast worden ook alleen maar de hamstrings en quadriceps gebruikt en NIET de gluteus maximus.

Nadeel

- kleine aandrijfkraft bij de voet
- alleen de hamstrings en de quadriceps leveren een beperkt aandrijfvermogen.



Aandrijfmechanisme waarbij de heup zorgt voor de aandrijving.

Maakt kan een aandrijfmechanisme ontwerpen waar alleen de heup (gluteus maximus) het aandrijfvermogen levert met weer een tangentiële kracht, dit geeft een kleine kracht, maar wel een grote afgelegde weg. De zithouding zal met deze beweging problematisch zijn.

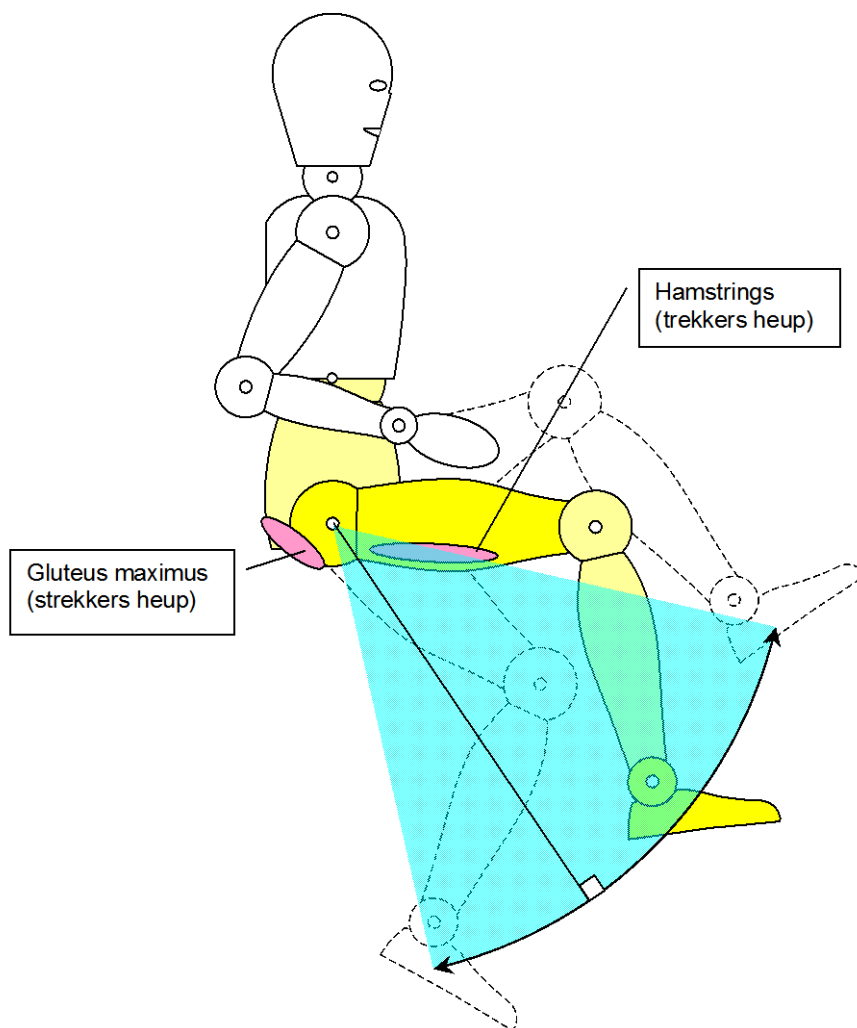
Nadeel

- erg kleine voetkracht
- alleen de hamstrings en de Gluteus maximus leveren de aandrijfenergie

Voordeel

- grote voetuitslag

Let op de knie moet dan wel gefixeerd zijn, gebeurd dit door spierspanning dan kost dat redelijk veel inwendige inspanning.



Aandrijfmechanisme waarbij de heup en knie zorgt voor de aandrijving.

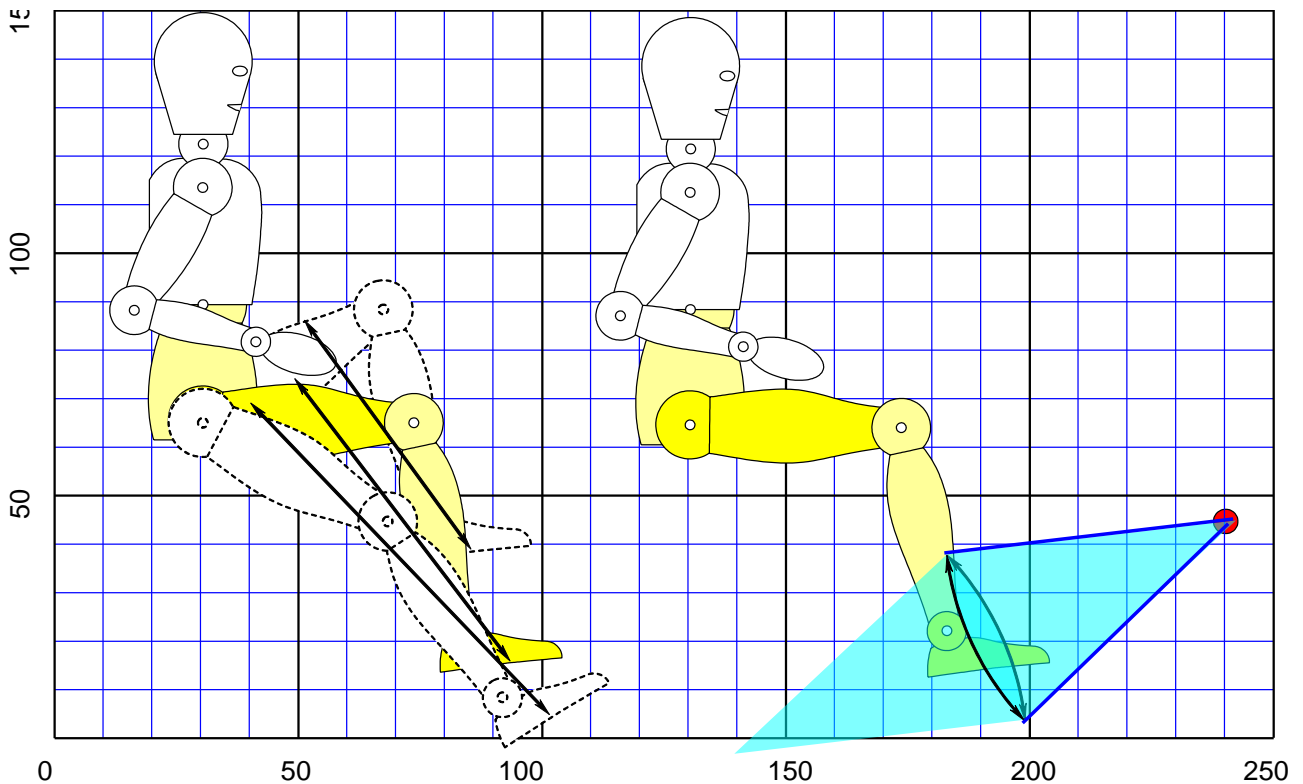
Onderstaand mechanisme heeft een uitslagrichting en krachtrichting die doet denken aan de eerste situatie waarbij een persoon omhoog springt. Dit geeft gunstige momentarmen voor de knie en de heup. Meerdere spiergroepen werken gelijktijdig zodat er relatief veel arbeid (vermogen) kan worden gegenereerd.

Let op dat de afzetkracht (duwen) veel groter kan zijn dan de trekkracht aan de voet. De hamstrings zijn beduidend minder sterk dan de quadriceps en daarnaast is de knie uitermate geschikt om duwkrachten op te vangen (door de vorm van het kniegewricht) maar NIET voor trekkrachten.

Voordeel

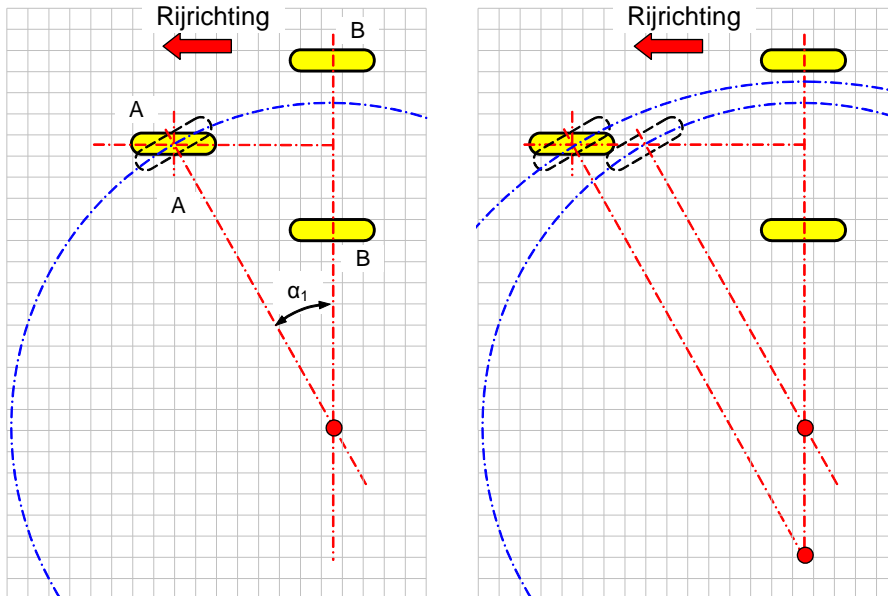
- juiste krachtrichting door een klein knie- en heupmoment (lijkt veel op staan en springen, hiervoor zijn de spieren "ontwikkeld").
- de Hamstrings, quadriceps en de Gluteus maximus kunnen allemaal deelnemen aan de te genereren aandrijfenergie wat resulteert in een groter vermogen.

TRIPPELEN : Duwen naar achteren rijden in de rolstoel => klein moment in knie en heup
Trekken naar voren rijden in de rolstoel => groot moment in knie en heup

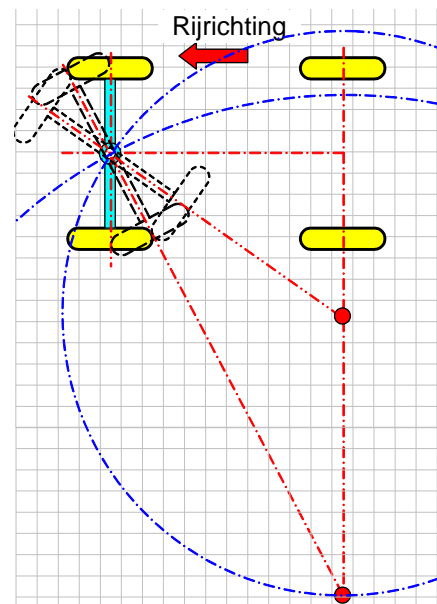


De draaicirkels van een voertuig.

De draaicirkel wordt bepaald door het snijpunt van de assen A-A en B-B. In deze situatie bij de driewieler het snijpunt van de achteras en het voorwiel getekend. In het rechter figuur is de lengte van het voertuig langer, wat resulteert in een grotere draaicirkel t.o.v. de linker situatie bij een gelijkblijvende stuurhoek.

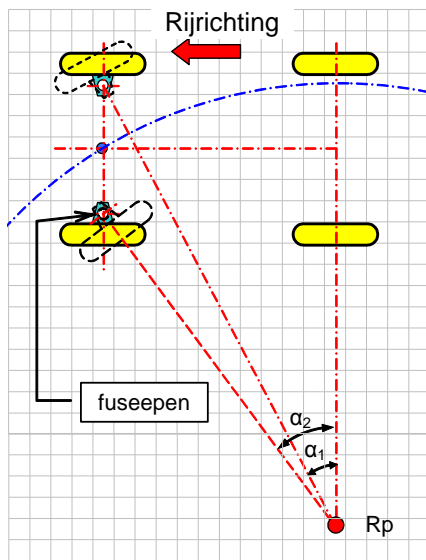


Onderstaande vierwieler werkt in principe hetzelfde als de hiervoor afgebeelde driewieler. De invloed van de lengte van het voertuig op de draaicirkel blijft hetzelfde als in bovenstaande figuur.

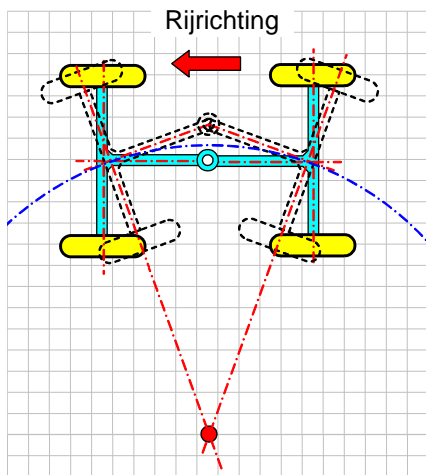
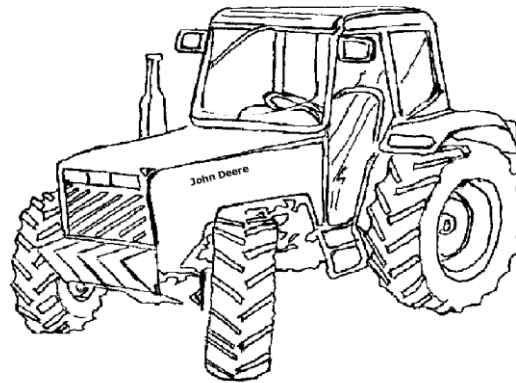


Een omgekeerd systeem, de achteras stuurt. Voordeel betrekkelijk eenvoudig aandrijfmechanisme op het voorwiel.



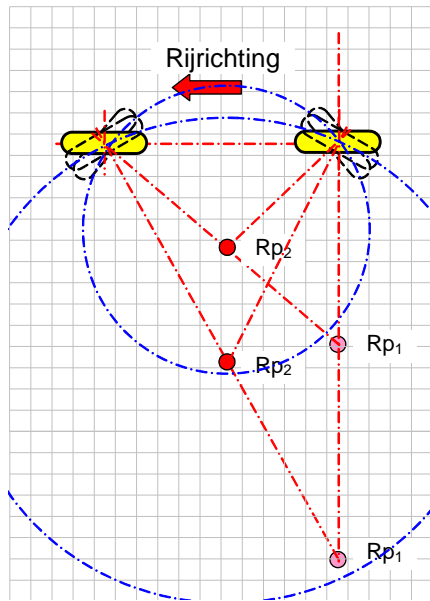


Nevenstaand voertuig heeft een stilstaande vooras in vergelijking met het vorige figuur. De stuurinrichting heeft twee verticale stuurassen (fuseebesturing). Deze stuurinrichting heeft verschillende hoeken (α_1 en α_2) waaronder het rechter en linker stuurwiel moeten roteren om in hetzelfde rotatiepunt R_p van het voertuig uit te komen.



Bij nevenstaande knikbesturing roteert het voertuig om een verticale as in het midden van het voertuig. Dit heeft als voordeel korte draaicirkel en geen ingewikkeld stuurmechanisme, zeker bij 4 wiel aangedreven voertuig. Voorbeeld: Schofel.





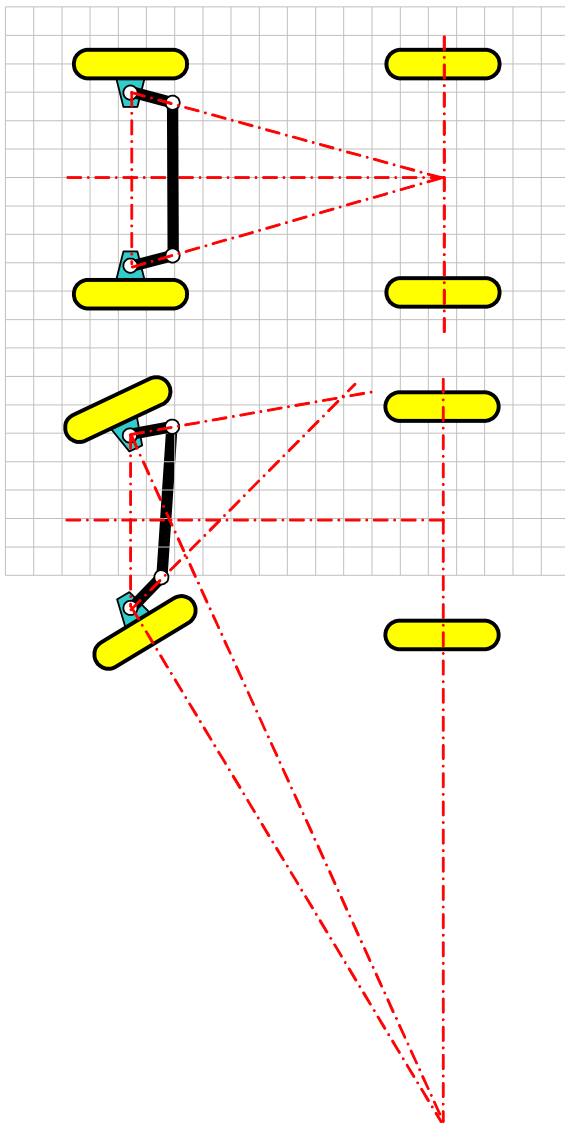
Sturende voor- en achterwielen. Hiermee kan men ook gemakkelijk een kleine draaicirkel maken. In nevenstaand figuur is Rp_1 het draaipunt bij alleen een sturend voorwiel in 2 verschillende standen. Rp_2 geeft het rotatiepunt weer bij eenzelfde stuuruitslag bij het voor- en achterwiel, deze draaicirkels zijn kleiner dan bij de eerste situatie van Rp_1 . Voorbeelden Loopfiets en zelfrijdende grasmaaier



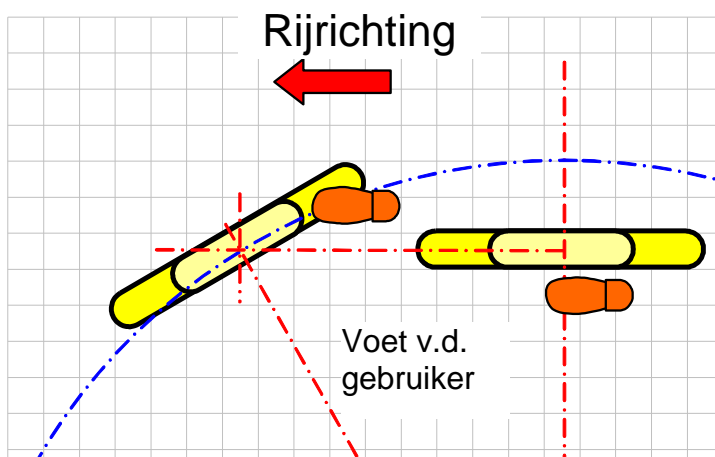
In onderstaande foto is goed te zien dat elk wiel een andere hoekuitslag heeft, dit resulteert erin dat elke wielas door hetzelfde snijpunt (Rp) loopt.



Ackerman principe



Een zuivere constructieve oplossing is niet mogelijk, echter een zeer goede benadering wel.
 Men kan namelijk de stand van de fuseearmen en de spoorstang zo kiezen, dat deze met de as een trapezium vormen.
 Het snijpunt van de fuseearmen ligt op de achteras op het moment dat de wagen achteruit rijdt.



Invloed van de wieldiameter en lengte op de draaicirkel en stapgrootte.

Bij een constante hartafstand van de wielen :

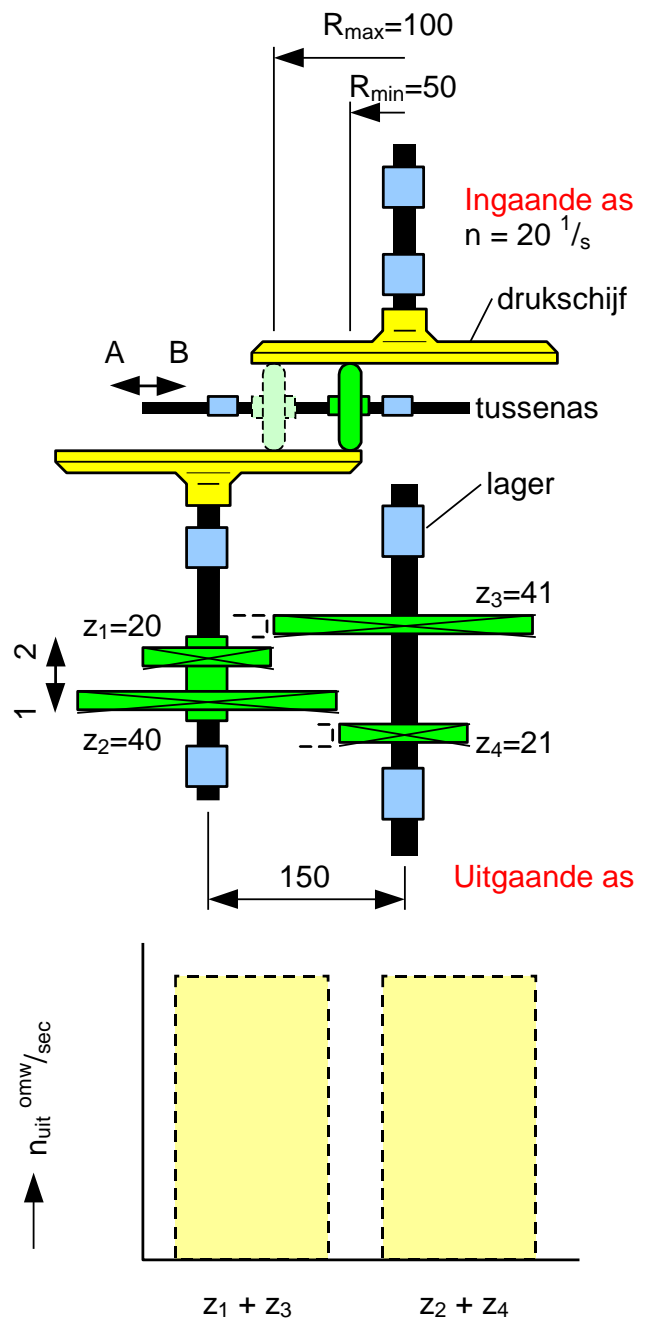
- a. totale lengte van voertuig is korter.
- b. Men komt minder snel met de voeten tegen de kleine wielen.

Traploze toerenregeling

Opgave 1

Nevenstaand drijfwerk bestaat uit een variator met wrijvingswielen en een schakelbare tandwielkast.

- Indien de ingaande as rechtsom draait, wat is dan de draairichting van de uitgaande as.
 Rechtsom
 Linksom
- Wat zal de rede zijn dat tandwiel 3 en 4 een oneven aantal tanden hebben?
- Bereken de hoogste en de laagste rotatiefrequentie van de uitgaande as.
- Onderzoek of alle toerentallen tussen n_{\min} en n_{\max} kunnen worden ingesteld.



Traploze toerenregeling

Opgave 2

In nevenstaande figuur is het schema van een traploze toerenregeling. Op de assen A en B zijn drukschijven bevestigd. Tussen de drukschijven liggen enige looprollen. Elke looprol is bevestigd op een as. De assen van de looprollen komen samen in één punt c en kunnen alle tegelijkertijd veresteld worden.

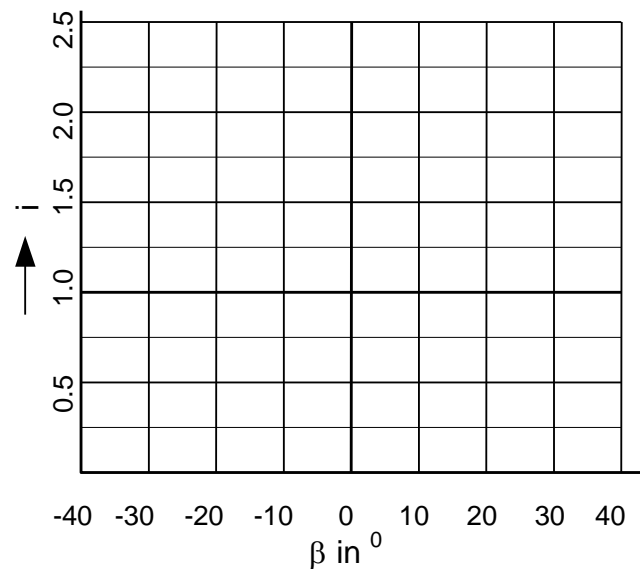
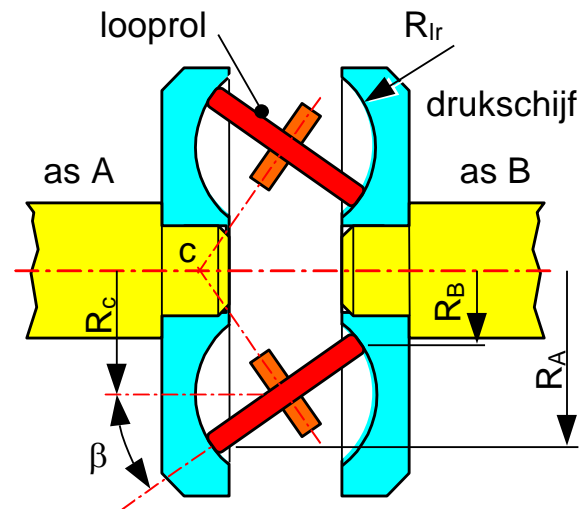
De middelpunten van de rollen blijven daarbij op dezelfde plaats.

- Verklaar, de werking van het geheel.
- Leid de formule af om de overbrengingsverhouding i te berekenen, indien A de ingaande as is.
- Maak een grafiek waarin de overbrengingsverhouding i staat uitgezet tegen de strand β van de looprol

$$R_c = 60 \text{ mm}$$

$$R_{lr} = 40 \text{ mm}$$

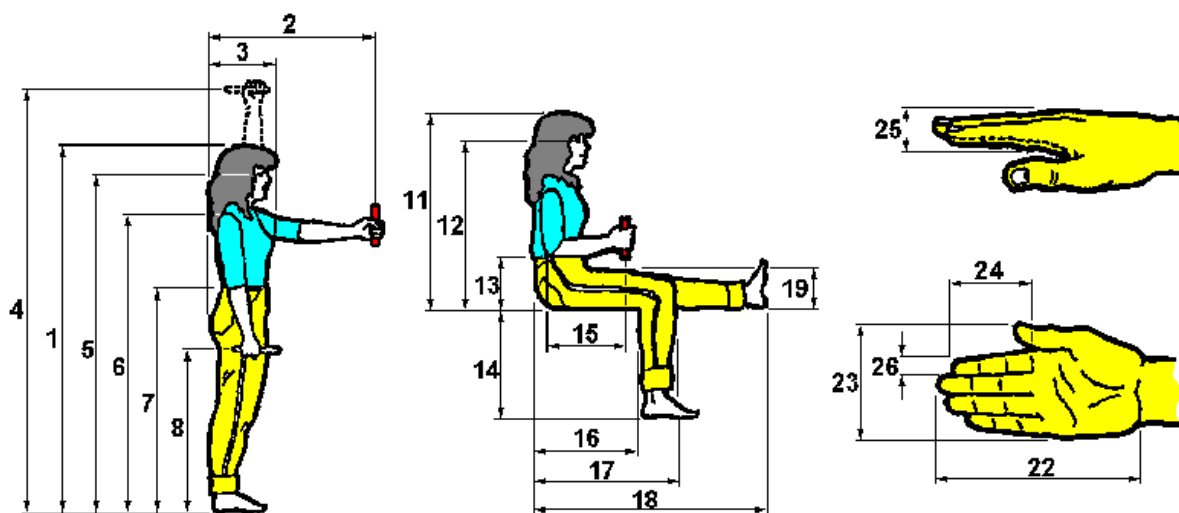
$$\beta \text{ van } -35^\circ \text{ naar } +35^\circ.$$



Hst 4 Ontwerp van een Bagageligiets

Dit hoofdstuk behandelt in een paar stappen het ontwerp van een bagageligiets, ontworpen vanuit de bewegingsmogelijkheden van een gezonde persoon. De instelmogelijkheden (spreiding) van de fiets worden nu buiten beschouwing gelaten, terwijl dat normaal NIET vergeten mag worden.

Met een eenvoudig tekenpakket als Word is in eerste instantie een mensmodel met lengte van 1,75 meter gemaakt (P50 M+V). Dit is de gemiddelde lengte inclusief schoenen.



nr	variabele	mannen		vrouwen		mannen en vrouwen	
		gem.	sd	gem.	sd	gem.	sd
1	lichaamslengte	1794	64	1651	65	1723	96

Fig 1. Dined-Tabel

Nevenstaand figuur geeft een persoon slapend weer in de **gewichtloze toestand**. De momenten rond de gewrichten zijn nu in evenwicht, en hebben geen last van de zwaartekracht.

In deze positie zijn de momenten t.g.v. passieve spierspanningen rond de gewrichten in evenwicht.

De stand van de armen, benen en hoofd vormen nu voor een klein deel een uitgangsstand van deze gewrichten voor de bagageligiets, al is op dat moment de zwaartekracht wel aanwezig.

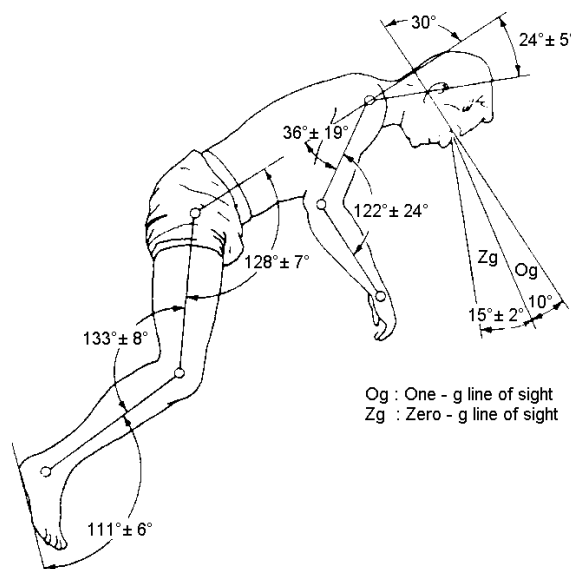


Fig 2. Gewichtloze toestand

Wat zijn de optimalisatiecriteria ?

Ontwerpeisen :

- Zicht naar voren
- Pedaal positie
- Stuurpositie

Bij nevenstaand figuur is de persoon in een acceptabele stand getekend om te fietsen. Wat opvalt zijn de volgende hoeken.

Hoofdhoek	c.a. 24°
Bovenarm-rughoek	c.a. 36°
Ellebooghoek	c.a. 122°
Polshoek	c.a. 180°
Heuphoek	c.a. 128°
Kniehoek	c.a. 133°

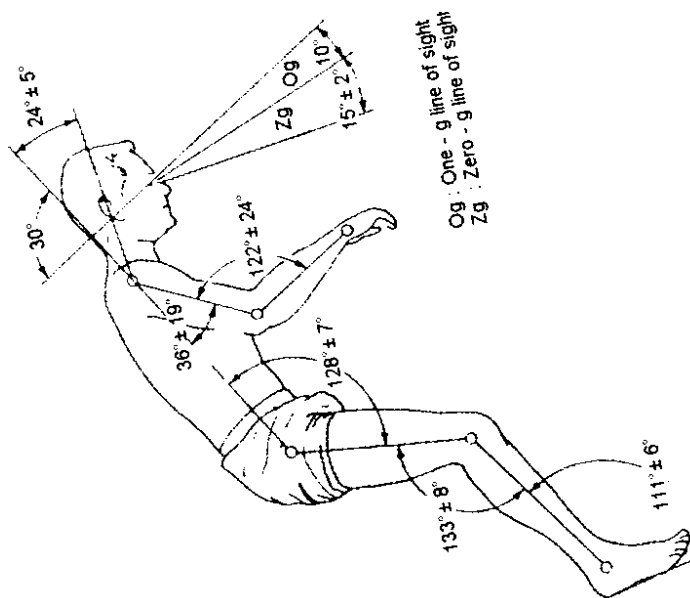


Fig 3. Neutrale fietshouding

Vanuit de anatomie en bewegingsanalyse kan men de uiterste gewrichtsstanden bepalen waarin het nog mogelijk is om voldoende kracht te leveren, en zeker de gewrichtseindstanden NIET bereikt worden. Met b.v. een te hoog zadel (denk aan moduleproject 2) zal de knie bijna gestrekt worden, wat zeer grote hoekversnellingen van de knie veroorzaakt, deze versnelling kost veel inwendige energie om deze lichaamsdelen te versnellen, zodat er weinig uitwendige (trap) energie overblijft, het gevolg is dat er sneller verzuring zal optreden.

Ontwerpeisen:

Hoofd : Ongeveer $20-25^\circ$ t.o.v. heup-schouderlijn

Bovenarm-rughoek : Het stuur op deze hoogte is constructietechnisch lastig, de arm zal hierdoor iets moeten zakken tot een hoek van c.a. 0°

Ellebooghoek: Ongeveer $120-135^\circ$

Rug : Licht gebogen t.o.v. heup

Heuphoek : gemiddeld c.a. $115-120^\circ$

Kniehoek : Gemiddeld c.a. 130°

De heup- en kniehoek variëren sterk als er een "trap" of roterende beweging gemaakt wordt.

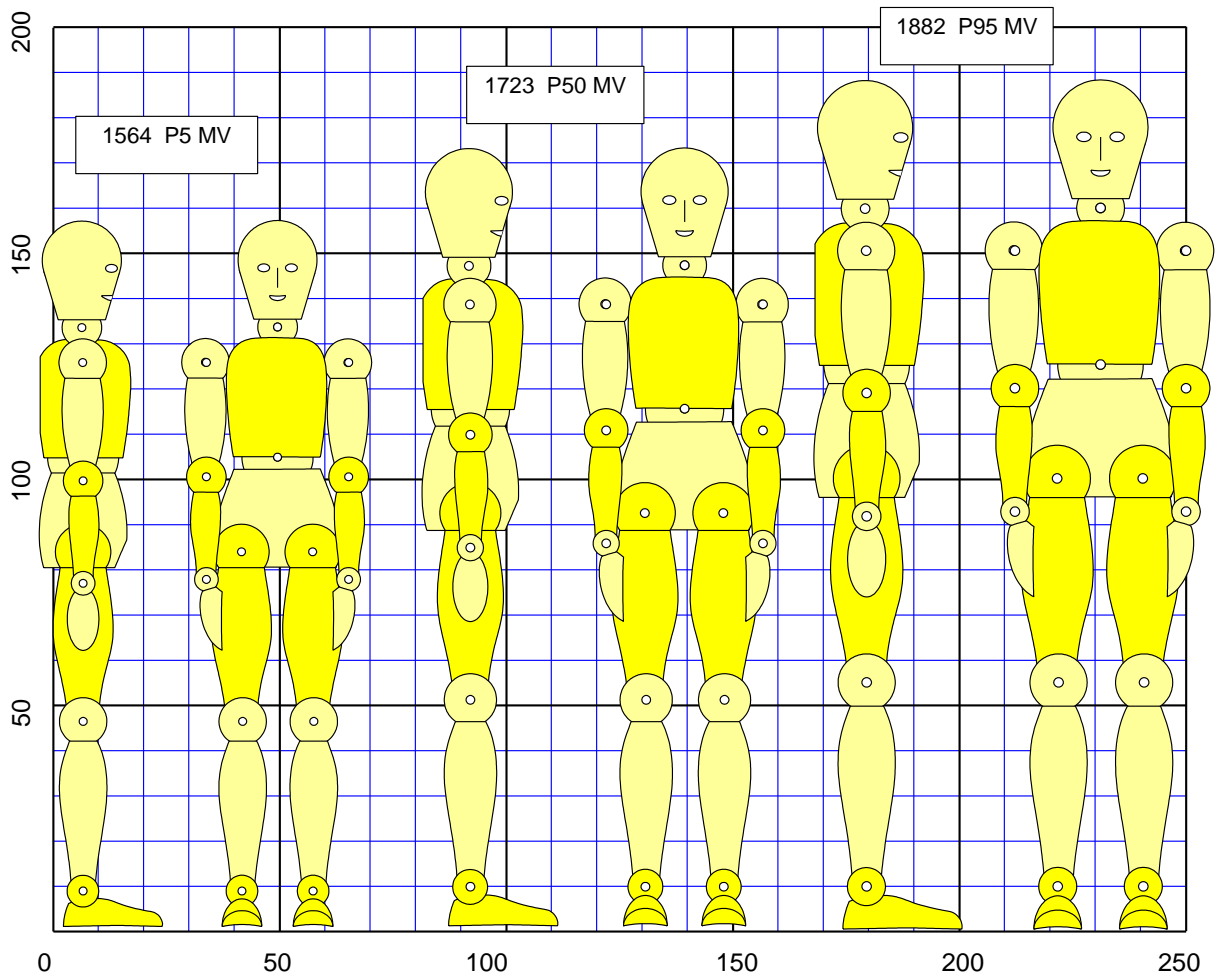
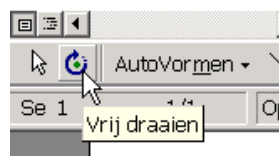


Fig 4. Mensmodel in Word

Mensmodel getekend in Word met een raster. In de WORD figuur editor is een Raster gemaakt van 10*10 mm. De tekening is dus schaal 1:10 gemaakt. De armen etc kan men roteren en in de juiste stand plaatsen. Gebruik hiervoor de "Vrij draaien"



button in het "word tekenen" menu

als b.v. het bovenbeen geselecteerd is.

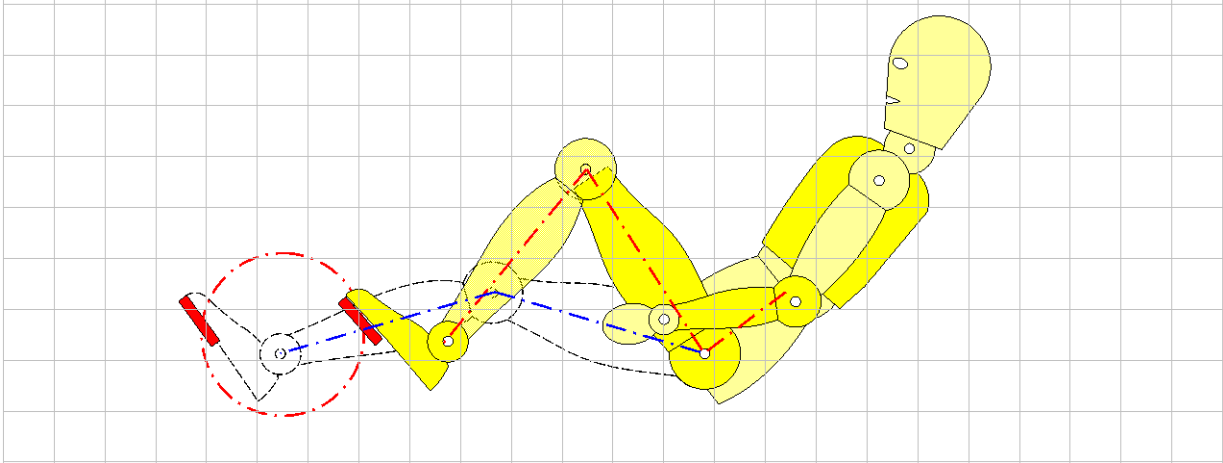


Fig 5. Fietsopbouw 1

Begin vanuit het lichaam te ontwerpen, de hoeken van de heup en knie zijn erg belangrijk omdat deze de “fiets” energie moeten leveren. Het comfortabel zitten en weinig luchtweerstand zijn ook belangrijke factoren.

De wielen, zadel etc komt in een later stadium, waarbij de positie en de afmetingen van de wielen van ondergeschikt belang zijn, ze mogen kleiner worden dan een “normale” dames of heren fiets, als de rolweerstand maar niet noemenswaardig toeneemt.

In bovenstaande situatie varieert de heuphoek van 90° - 135° (gemiddeld 112°) en de kniehoek van 72° - 150° (gemiddeld 111°).

Uit de figuur is verder af te leiden dat de cranklengte c.a. 165 mm is.

Indien de heuphoek iets groter moet worden dan zakt de crankstelas, dit heeft tot gevolg dat de zitting te schuin komt te staan en dat de gebruiker van de zitting dreigt te vallen, omdat de zittinghoek dan te schuin wordt.

Voorkom dat voeten van de trappers glijden.

Zorg dat F_z van het hoofd voor het rotatiepunt zit of geeft het hoofd voldoende ondersteuning.

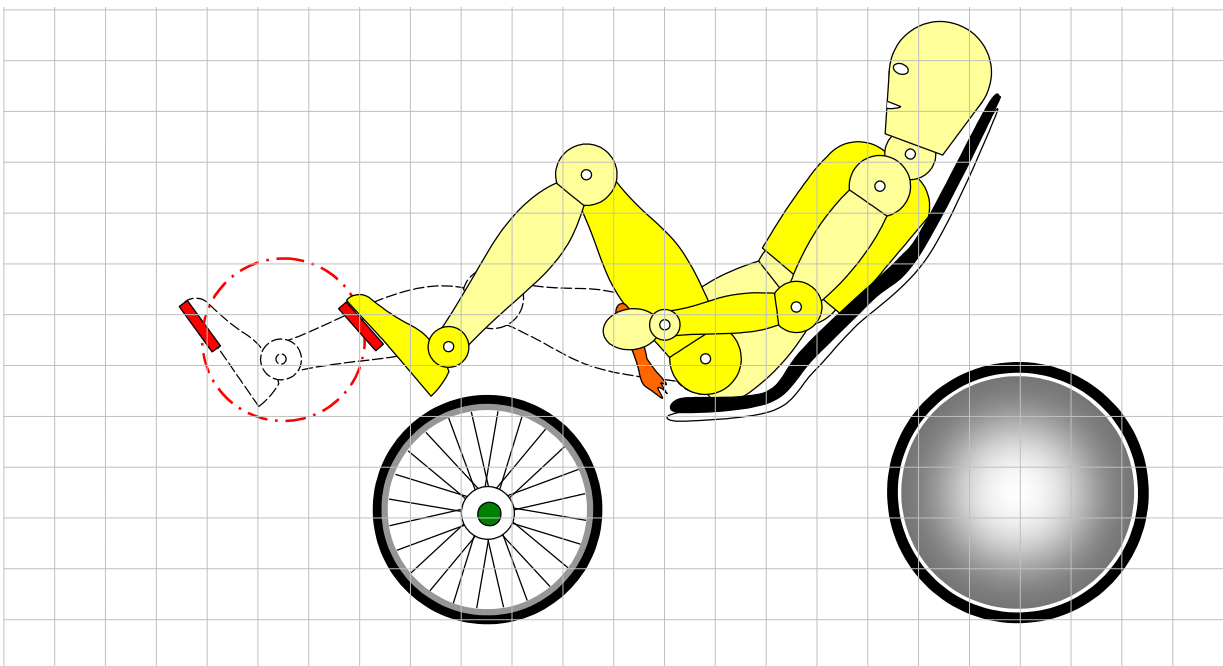


Fig.6 Fietsopbouw 2

In deze schets zijn de handgreep (stuur) en de zitting geplaatst.

Het voorwiel is c.a. 450 mm groot (normaal fietswiel 700 mm), en tussen de zitting en het crankstel geplaatst, omdat hier voldoende ruimte aanwezig is. Het achterwiel is ruim naar achteren geplaatst omdat de bagagebak voldoende inhoud moet krijgen.

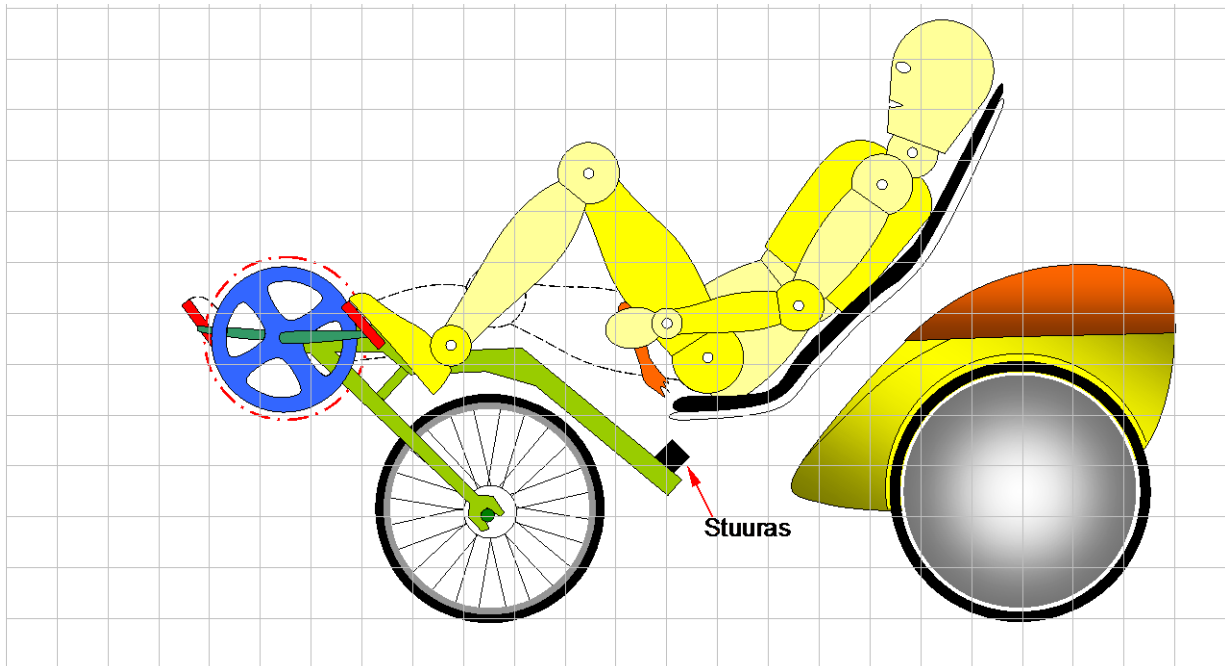


Fig 7. Fietsopbouw 3

Het Crankstel is aangebracht en er is gekozen voor een knik besturing, het draaipunt zit in het frame. De persoon zet zich tegen het achterframe af d.m.v. een paar daaraan verbonden handgrepen, en stuurt zo met handen en benen, door de benen links of rechts te verplaatsen (loodrecht op de rijrichting).

De bagageruimte is geplaatst, en er is gekozen voor twee achterwielen.

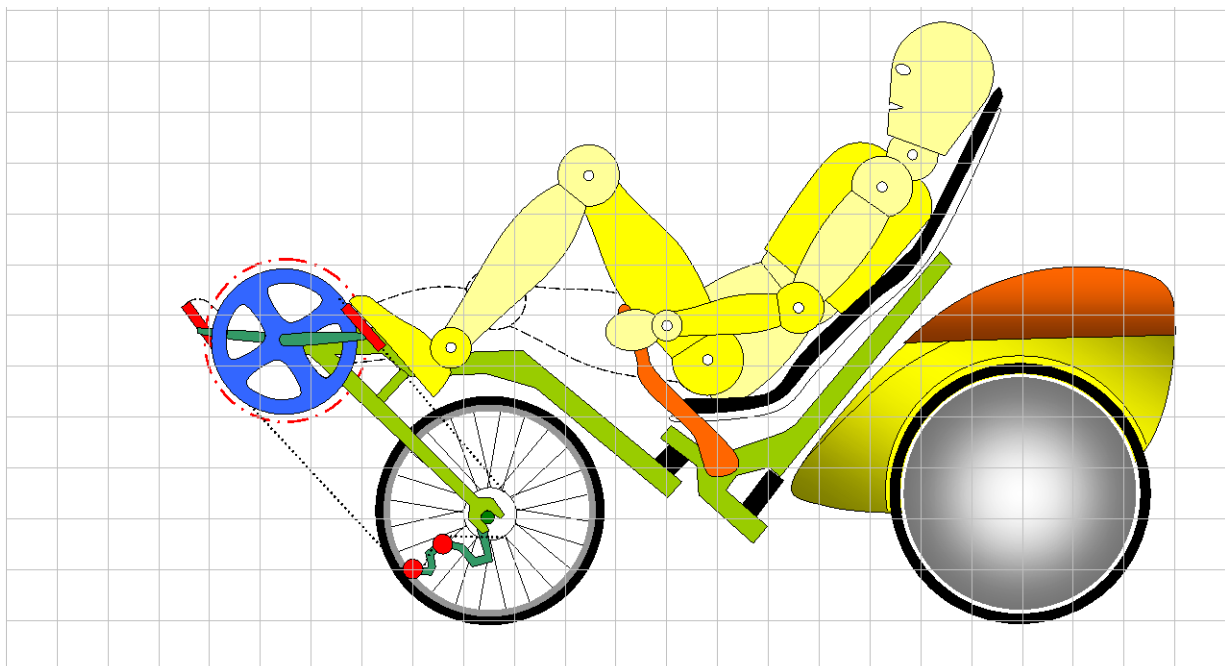


Fig 8. Fietsopbouw 4

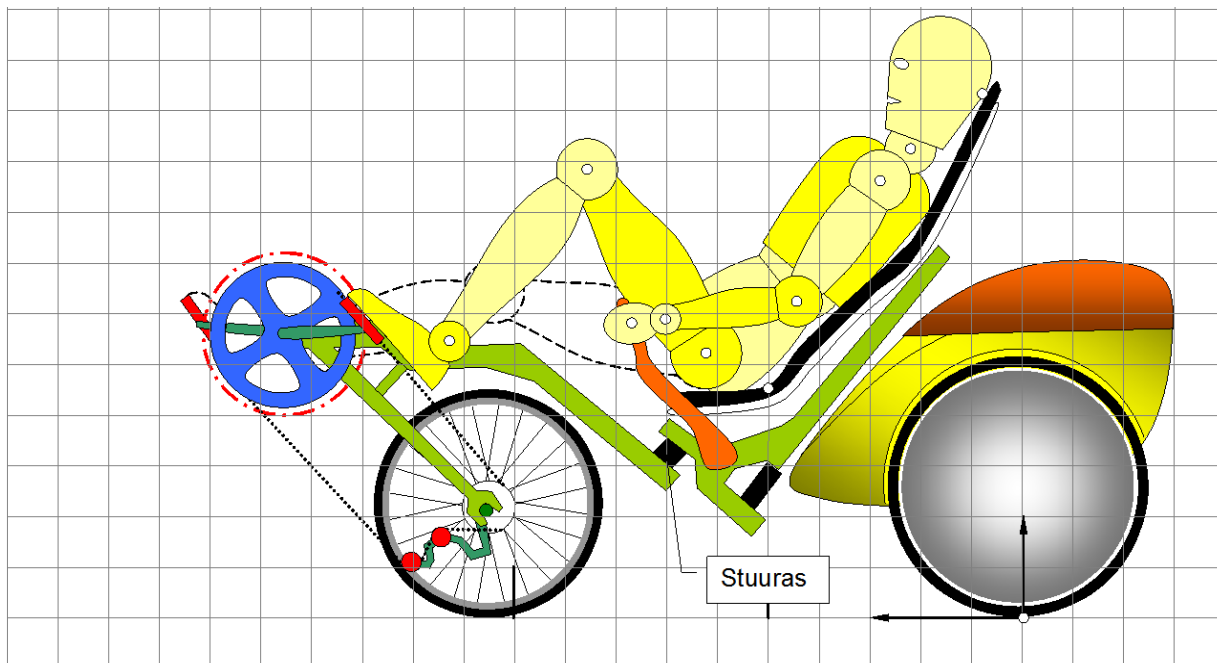
Het achterframe is aangebracht, hierop zijn de handgrepen gemonteerd.

Er is een derailleur aangebracht zodat er meerdere versnellingen ingesteld kunnen worden, zeker bij het nemen van een helling zal dit noodzakelijk zijn.

Hoofdmaten van de bagagefiets

De maten zijn opgegeven t.o.v. de oorsprong (Het contactpunt van het achterwiel met het wegdek).

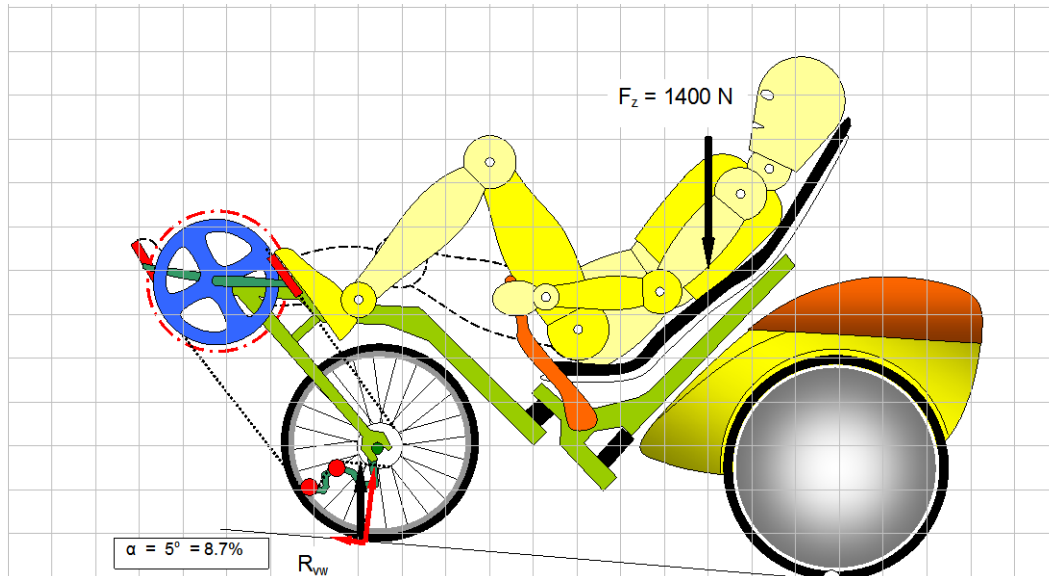
Er is op schaal getekend de persoon is 1.72 m groot (P50 M+V)



Let op deze coördinaten komen uit een tekening die redelijk op schaal is. Eventueel kan men de maten m.b.v. deze tekening alsnog berekenen.

Aandachtspunt is de maximale en minimale kniehoek. De positie en hoek van de stuuras zal ook nader moeten worden bepaald, deze zal zeker invloed hebben op het stuergedrag.

Onderwerp	X mm	Y mm	Hoek in °
Achterwioldiameter 520			
Voorwioldiameter 450			
Cranklengte 170			
Achteras	0	260	
Vooras	1080	225	
As Crankstel	1470	570	
Stuuras	700	325	50
Oorsprong stoel	500	450	
Handgrepen	780	580	
Hoofdsteun	80	1030	

Berekening van de overbrenging

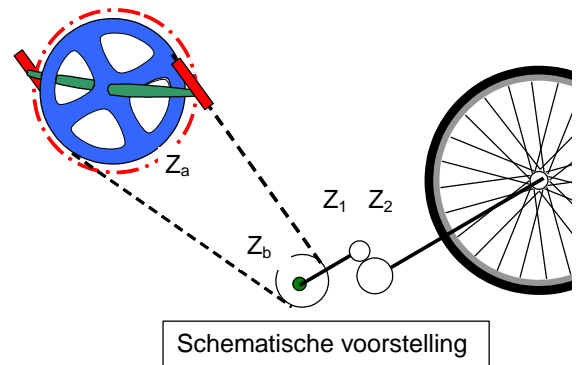
Voor de overbrenging wordt gekozen voor een vaste kettingoverbrenging en een instelbare naaf met tandwielen. In de berekeningen wordt er gekeken naar snelheden, krachten vermogen en techn. berekeningen voor de ketting als de tandwielen.

Snelheid waarmee naar boven wordt gereden is 9 km/h en op de vlakke weg (helling = 0%) is de snelheid = 18 km/h

De rolweerstandcoëfficiënt = 0.01

De wrijvingscoëfficiënt tussen band en wegdek :

Droog wegdek $f_{wr} = 0.5$ en bij beregend wegdek $f_{wr} = 0.25$.



Schematische voorstelling

Kettingwielen laag verzet 42 tanden en 21 tanden.

Diameter voorwiel = 0.45 m

In de naaf zit een tandwieloverbrenging $z_1 = 17$ tanden $z_2 = 23$ tanden, $n_2 = n_{wiel}$

Cranklengte = 170 mm

1 ruitje in de tekening = 100 mm.

De **tandwielkast** is een gesloten kast met tandwielen tussen lagers in een eenvoudige constructie. De tandwielen worden gemaakt van 31 Cr Mo V9 genitreed.

Rendement van de overbrenging $\eta = 100\%$. $K_a = 1.1$, $K_v = 1.2$

Te gebruiken modulmaten van de tanden zijn : 0.5, 1, 1.5, 2,3 mm.

- Bereken de normaalkracht op het voorwiel.
- Bereken de minimaal benodigde wrijvingscoëfficiënt en is deze voldoende.
- Bereken het benodigde vermogen en is dit haalbaar voor een gezonde fietser.
- Bereken de benodigde trapkracht indien deze als constant wordt verondersteld.
- Bereken de benodigde kettingsteek op slijtage en de steekcirkeldiameters van beide kettingwielen.
- Bereken de minimaal benodigde modulmaat van de tandwielen en de hoofdafmetingen.

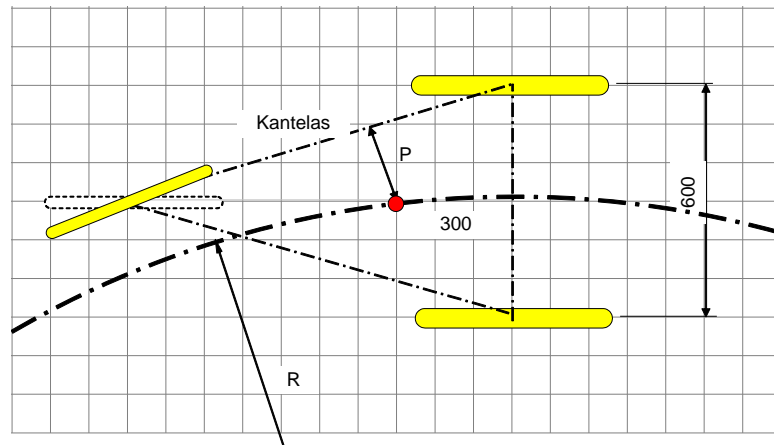
Berekening maximale hoogte v.h. zwaartepunt

De zwaartepuntberekening moet als uitkomst een grafiek hebben die aangeeft hoe hoog het zwaartepunt maximaal boven het wegdek mag zitten zodat de bagagefiets niet kantelt t.g.v. de centrifugaal kracht van het voertuig inclusief berijder en bagage.

Maximale snelheid 25 km/h.

Het zwaartepunt zit op 300 mm voor de achteras.

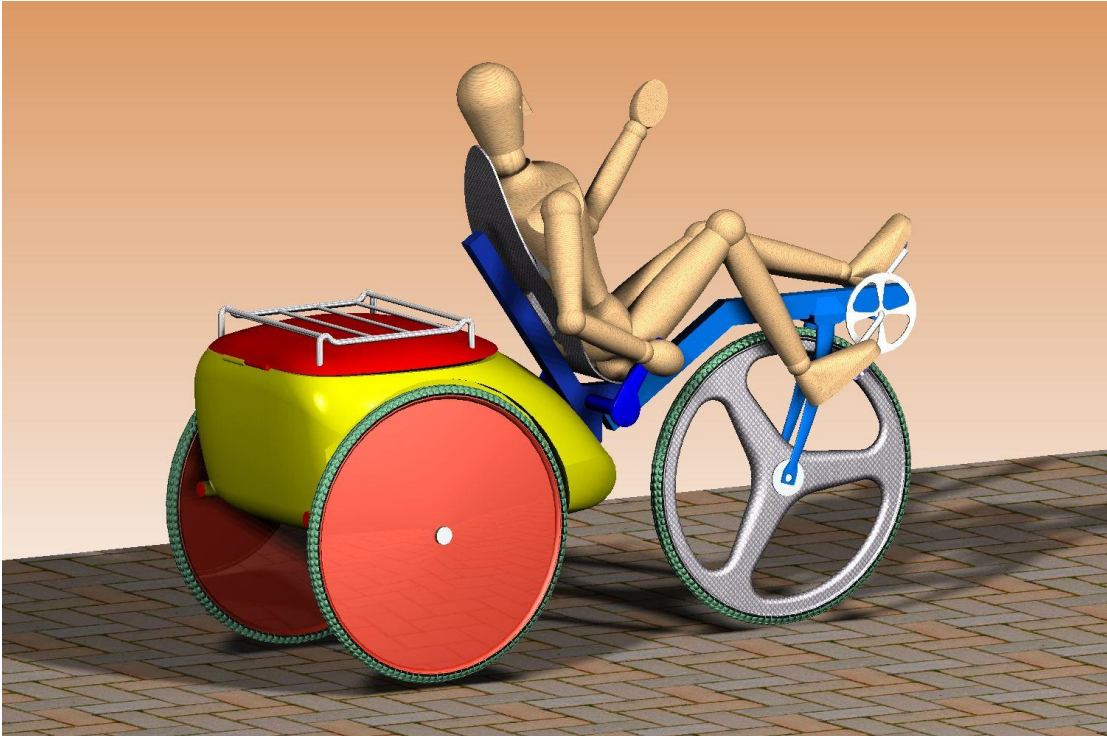
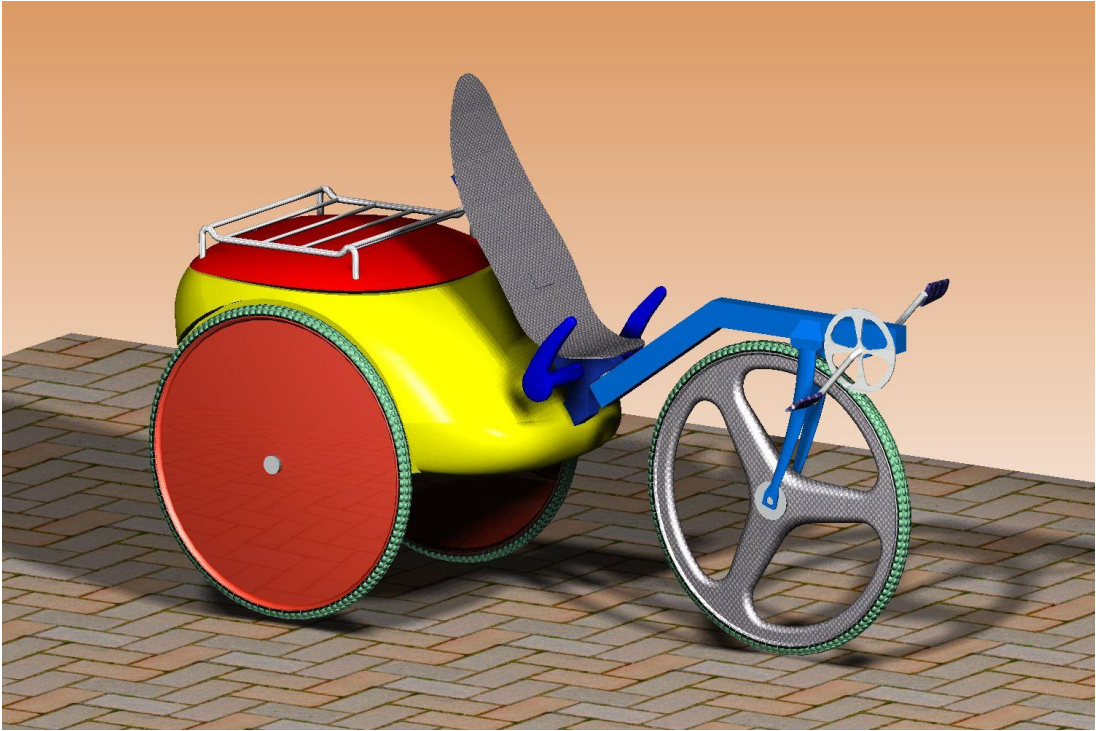
Voor de berekening mag men ervan uitgaan dat de persoon in het midden blijft zitten. In de praktijk zal de persoon iets in de bocht gaan hangen wat de ligging van het zwaartepunt gunstig beïnvloed. Iets lager en in het horizontaal vlak verder verwijderd van de kantellijn.



Deelvragen.

- Bereken de centrifugaalversnelling voor de radius $R = 5, 10, 15$ en 20 m.
- Bereken de afstand P (zwaartepunt tot kantelas).
- Bereken de maximale hoogte van het zwaartepunt bij de diverse Radiussen R .
- Maak een grafiek van deze gegevens.
- Wat is de minimaal haalbare radius uitgaande van de maximale wrijvingscoëfficiënt $f = 0.5$

Bagagefiets getekend in Solid Works.



Antwoorden v.d. vraagstukken

Kettingaandrijvingen

7

- corr fact 0.75, $P_{\text{corr}} = 3.15 \text{ kW}$, steek $p=15.88 \text{ mm}$
- HOH = 470 ... 1270 mm
- Lager toerental => grotere krachten => $p = 19.05 \text{ mm}$

9

Fietser

- $P = 480 \text{ Watt}$
- corr fact 1.1, $P_{\text{corr}} = 528 \text{ W}$, $n_{\text{wiel}} = n_1 = 2.55 \text{ ~}/\text{sec}$, steek $p=12.7 \text{ mm}$
- $D_{\text{stc}_a} = 162$, $D_{\text{stc}_1} = 69$,
- $i_{a-1} = 0.425$, $i_{a-2} = 0.475$,, $i_{b-6} = 0.519$
- $n_{\text{cr}} = 1.08 \text{ ~}/\text{sec}$, $P = 480 \text{ W}$, $F_{\text{kett}} = 870 \text{ N}$, $F_{\text{trap}} = 282 \text{ N}$

10

Trimfiets

- $n_{\text{remschijf}} = 2.71 \text{ ~}/\text{sec}$ $P = 255 \text{ Watt}$
- omgezet in warmte in vliegwiel
- $n_{23} = 2.71 \text{ ~}/\text{sec}$ corr fact 0.85, $P_{\text{corr}} = 217 \text{ W}$, steek $p=9.53 \text{ mm}$
- $D_{\text{stc}_a} = 157.8$, $D_{\text{stc}_1} = 70$
- $i_{a-1} = 0.442$
- $F_{\text{kett}} = 428 \text{ N}$, $F_{\text{trap}} = 169 \text{ N}$

Hst 2 Tandwieloverbrengingen.

6

Tandwielen

- $D_{\text{steekcirkel}} = 78 \text{ mm}$, $D_{\text{kopcirkel}} = 84 \text{ mm}$, $D_{\text{voetcirkel}} = 70.5 \text{ mm}$

8

Tandwielen **$m = 3 !!!$**

Enkele antwoorden

$$z_8 = 80 \quad n_8 = 0.5 \text{ omw/min}, \quad D_{\text{steekcirkel}} = 240 \text{ mm}, \quad \text{HOH}_{7-8} = 150 \text{ mm}$$

9

Tandwiel hoek 20°

- $M = 5$, $D_{\text{kcirkel}} = 110 \text{ mm}$, $D_{\text{basiscirkel}} = 93.97 \text{ mm}$

10

Tandwielaandrijving

- $n_1 = 3 \text{ omw/sec}$. $z_1 = 24$ tanden $z_2 = 72$ tanden HOH = 480 mm.
 $D_{\text{stc}_1} = 240$, $D_{\text{stc}_2} = 720 \text{ mm}$
- $F = 6631 \text{ N}$, (t.p.v. steekcirkel)
- $\sigma_b = 20 \text{ N/mm}^2$

11

Elektrische rolstoel

- $\lambda = 8$, $\sigma = 40 \text{ N/mm}^2$, $y = 0.28$
- $v = 5 \text{ m/s}$, $P = 1050 \text{ Watt}$, F_x helling = 210 N,
- $n_{\text{wiel}} = 3.18 \text{ omw/sec}$, $n_1 = 8.5 \text{ omw/sec}$. $M_1 = 19680 \text{ Nmm}$
- $m = 3.52 \Rightarrow m = 4$, HOH = $R_2 - R_1 = 40 \text{ mm}$

12

Sneeuwscooter

- $i_{1-4} = 4$
- $n_{\text{rol}} = 15 \text{ omw/sec}$
- $v = 16.5 \text{ m/sec} = 59.4 \text{ km/h}$
- $M_1 = 53.05 \text{ Nm}$
- z_3 : Laag aantal tanden geeft grote voetspanning en groot moment.
- $A = 10$, neem voorlopig aan dat $m = 4 \Rightarrow d = 72$ en $v = 7.5 \text{ m/sec}$.
 $k_v = 1.75$, $\lambda = 15$, $\sigma = 130 \text{ N/mm}^2$, $y = 0.31$
- $m = 3.3 \Rightarrow m = 4 \text{ mm}$. HOH_{I-II} = 112 mm en HOH_{III-IV} = 116 mm
- $D_{\text{steekcirkel}} = 160 \text{ mm}$, $D_{\text{kopcirkel}} = 168 \text{ mm}$, $D_{\text{voetcirkel}} = 150 \text{ mm}$

13 Draaibank

- a. $i_{I-IV} = 2.33$, $n_{III} = 1463$ omw/min, $n_{IV} = 644$ omw/min
- b. $\lambda = 15$, $\gamma = 0.335$
- c. $M = 22840$ Nmm
- d. Uit form voor $m = \dots \Rightarrow \sigma = 41.3$ N/mm², \Rightarrow GST 590 is sterker.
- e. $D_{steekcirkel} = 66$ mm, $D_{kopcirkel} = 72$ mm, $D_{voetcirkel} = 58.5$ mm

Hst 3 Verzamelonderwerpen.

- 1 Rolweerstandberekening antwoorden **voor 2** voor- of achterwielen !.
 - a. $R_Q = 450$ N, $R_P = 550$ N
 - b. $F_{rw_{\text{totaal}}} = 245$ N
 - c. $F_{\text{hand}} = 306$ N bij constant aanwezige handkracht
 - d. $F_{\text{prop}} = 245$ N $\Rightarrow F_{\text{wrijv}} = 245$ N (geen luchtweerstand en versnelling)
 $f = 245 / 550 = 0.45$
 - e. Naar voren \Rightarrow minder normaalkracht op achterwielen gevolg slip van het wiel

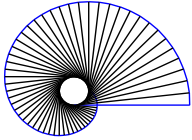
- 2 Berekeningen versnellingen antwoorden voor 2 voor- of achterwielen !.
 - a. Zachte bodem $F_{rw} = 250$ N, Harde bodem $F_{rw} = 30$ N
 - b. $F_h = 84.2$ N / hand = 168.4 N / 2 handen
 - c. $i_{\text{tot}} = i_{\text{ketting}} \cdot i_{\text{naaf}}$ $i_{\text{tot}} = 1.74$ (vertraging) en $i_{\text{tot}} = 0.21$ (versnelling)
 - d. $i_{\text{naaf}} = 3.16$ (vertraging) en $i_{\text{naaf}} = 0.38$ (versnelling)
 - e. $V = 2.16$ km/h en $V = 17.9$ km/h
Beide snelheden komen voort uit $P = 150$ Watt en $n = 50$ omw/min crank

- 3 Hefboommechanisme
 - a. Lijn C-C' = 320 mm
 - b. $P = 120$ Watt bij rolweerstandcoeff. $f = 0.05$
Duw-trekbeweging $F_{\text{hand}_{\text{gem}}} = 73.6$ N/hand
 - c. $a = 0.3$ m/s² $P_{\text{prop}} = 24 + 40 = 64$ N
 $F_{\text{hand}_{\text{gem}}} = 117.8$ N/hand

- 3 Effectieve kracht op cranckstel
Te groot om alle antwoorden te geven.

- 4 Weerstand in lagers van een stangenmechanisme
 - a. $F_{st} = 142$ N, $R_a = 100$ N en $R_c = 142$ N
 - b. Hoek = 31.6°
 - c. $W_a = 0.022$ Nm en $W_b = 0.032$ Nm $W_{\text{tot}} = 0.054$ Nm per cyclus (1 omw v.h. wiel)

- 5 Systeem met lineaire glijlagers
 - a. Min. uitslag $s = 0$ $R_b = 107$ N \uparrow $R_a = 36$ N \downarrow
Max. uitslag $s = 300$ $R_b = 320$ N \uparrow $R_a = 249$ N \downarrow
 - b. $R_{A_{\text{gem}}} = 143$ N $R_{B_{\text{gem}}} = 214$ N
 $F_{wrA_{\text{gem}}} = 7.15$ N $F_{wrB_{\text{gem}}} = 10.7$ N
 - c. $W_{\text{gem}} = 5.35$ Nm $\gg 0.054$ Nm t.o.v. voorgaand vraagstuk



Kettingoverbrengingen

Tabel 1 Correctiefactoren voor vermogen

Aard van de belasting	Correctiefactor voor vermogen voor een rondsel met z =				
	17	19	21	23	25
regelmatig impulsief	1.1	1.0	0.9	0.85	0.75
middelmatige impuls.	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2
zwaar impulsief	2.2	2.0	1.8	1.7	1.6

$$D_{stc} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$$

D_{stc} : Diameter steekcirkel
 p : steek ketting
 z : aantal tanden

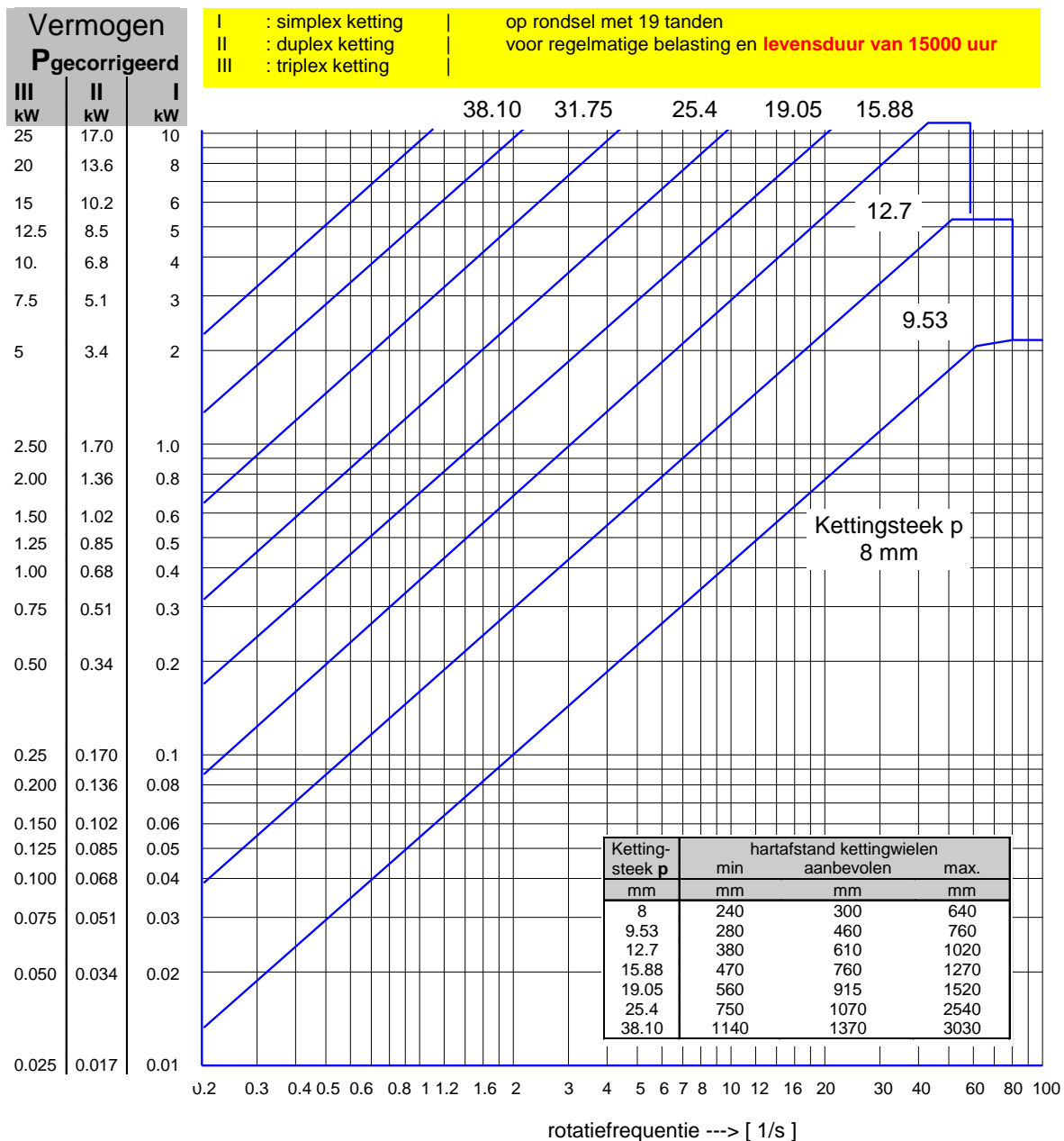
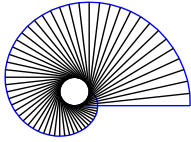


Fig.1. Keuzegrafiek voor rollenketting



Tandwieloverbrengingen

$$P = M * \omega = F_{th} * V$$

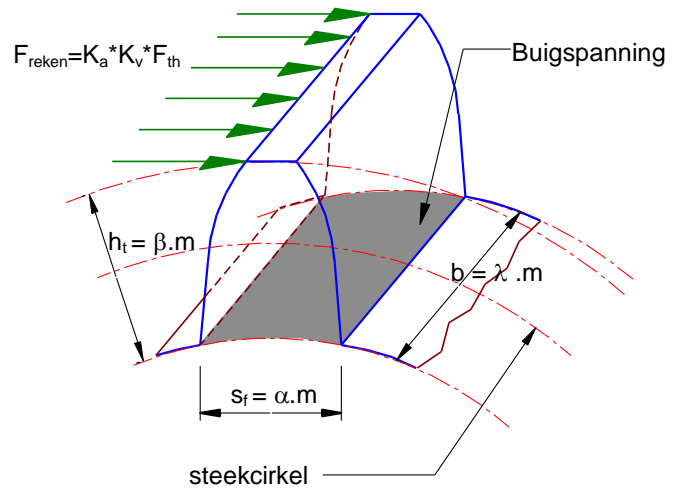
$$K_v = \frac{A + V}{A}$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 * K_a * K_v * M_{Nmm}}{z * \lambda * y * \sigma_b}}$$

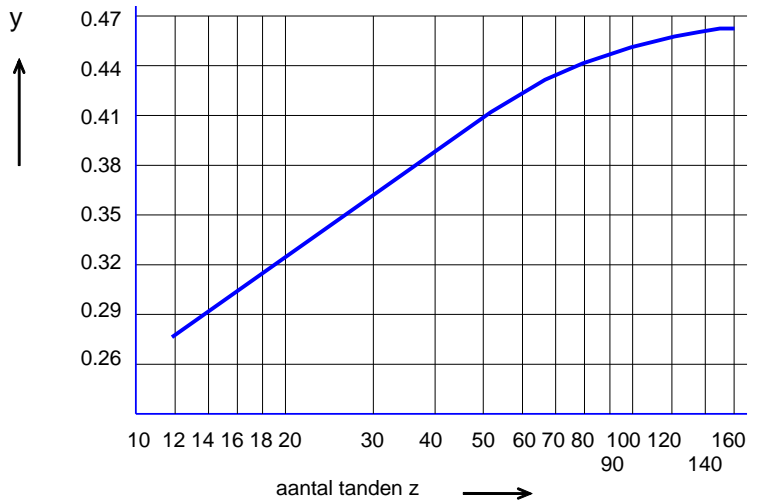
- P : vermogen in Nm/s
- M : Moment tandwiel in Nm
- M_{Nmm} : Moment tandwiel in Nmm
- V : snelheid op steekcirkel in m/s.
- K_a : toeslagfactor
- K_v : Belastingfactor
- y : tandvormfactor
- λ : tandbreedtefactor
- ω : hoekverdr. in radialen / s.
- F_{th} : theoretische omtrekkkracht in N
- σ_b : toelaatbare voetspann. N/mm²
- m : min. vereiste moduul in mm

Voor nominale overbrengingen geldt:

- tandwielen in gesloten kasten A = 10
- open tandwieloverbrengingen A = 3



Tandvorm-factor



Tabel 1.1 Toelaatbare spanningen bij tandwielen

Materiaal	Toelaatbare	
	voetspanning σ _b [N/mm ²]	vlaktedrukfactor k [N/mm ²]
GG245	40	2
GST 590	120	2
Fe 490	130	2.4
C 45	150	2.7
C 60	170	3.4
42 Cr Mo 4	210	5.4
31 Cr Mo V9 genitreerd	300	23.
15 Cr Ni 6 gecarboneerd en gehard	300	33.

Tabel 1.2 Tandbreedtefactor λ

Tandwiel situatie	λ
Eenvoudige constructie	8
Tandwielen tussen lagers in solide constructie	15
Tandwielen in tandwielkasten	30