

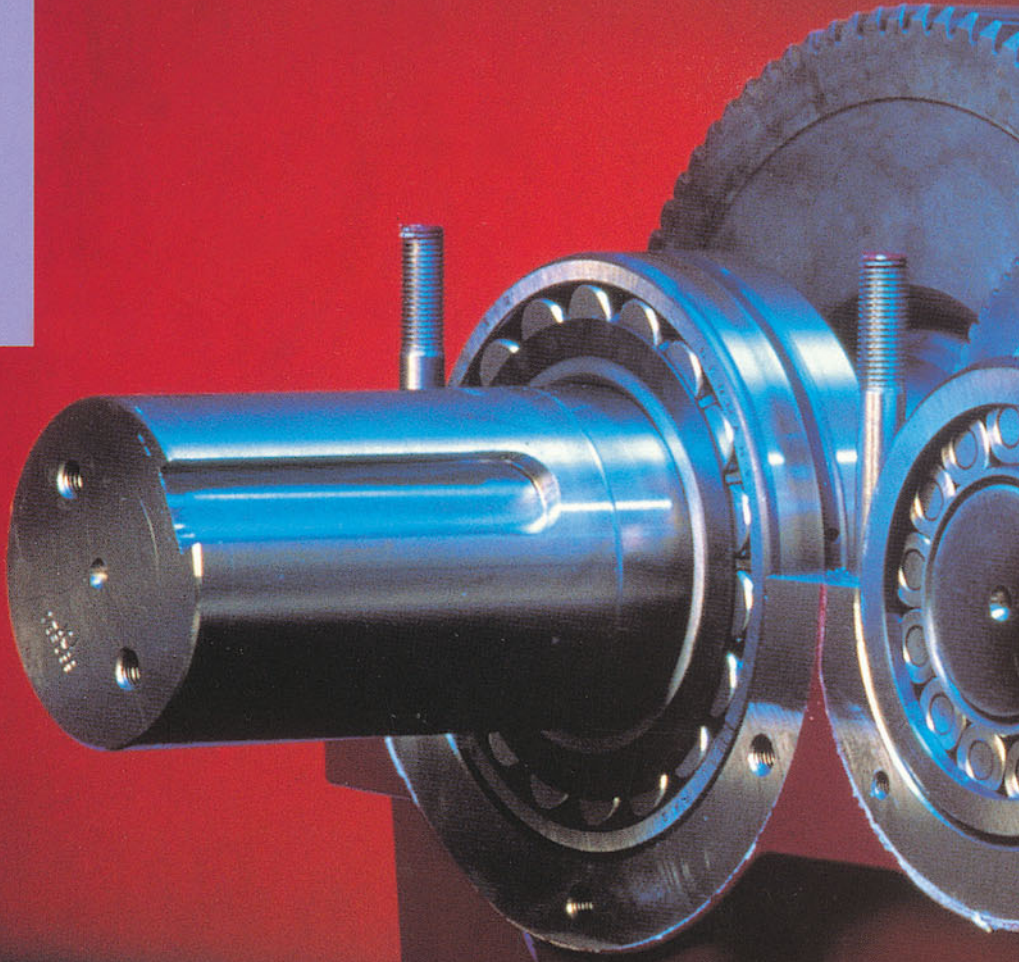
H B O

W e r k t u i g b o u w k u n d e

Machineonderdelen

Constructie-elementen voor de aandrijftechniek

Ir. Jac. Stolk Ir. T.J. Ruijter Ir. W. Kok



STAM TECHNIEK

MACHINEONDERDELEN

MACHINEONDERDELEN

CONSTRUCTIE-ELEMENTEN

VOOR DE

AANDRIJFTECHNIEK

ir. Jac. STOLK

ir. T. J. RUIJTER

ir. W. KOK

24ste druk



STAM TECHNIEK

Eventuele op- en aanmerkingen over deze of andere uitgaven kunt u richten aan: Noordhoff Uitgevers bv, Afdeling Hoger Onderwijs, Antwoordnummer 13, 9700 VB Groningen, e-mail: info@noordhoff.nl

Aan de totstandkoming van deze uitgave is de uiterste zorg besteed. Voor informatie die desondanks onvolledig of onjuist is opgenomen, aanvaarden auteur(s), redactie en uitgever geen aansprakelijkheid. Voor eventuele verbeteringen van de opgenomen gegevens houden zij zich aanbevolen.

6 / 13

Deze uitgave is gedrukt op FSC-papier.

© 1995 Noordhoff Uitgevers bv Groningen/Houten, The Netherlands.

Behoudens de in of krachtens de Auteurswet van 1912 gestelde uitzonderingen mag niets uit deze uitgave worden verveelvoudigd, opgeslagen in een geautomatiseerd gegevensbestand of openbaar gemaakt, in enige vorm of op enige wijze, hetzij elektronisch, mechanisch, door fotokopieën, opnamen of enige andere manier, zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van de uitgever. Voor zover het maken van reprografische verveelvoudigingen uit deze uitgave is toegestaan op grond van artikel 16h Auteurswet 1912 dient men de daarvoor verschuldigde vergoedingen te voldoen aan Stichting Reprorecht (postbus 3060, 2130 KB Hoofddorp, www.reprorecht.nl). Voor het overnemen van gedeelte(n) uit deze uitgave in bloemlezingen, readers en andere compilatiewerken (artikel 16 Auteurswet 1912) kan men zich wenden tot Stichting PRO (Stichting Publicatie- en Reproductierechten Organisatie, postbus 3060, 2130 KB Hoofddorp, www.stichting-pro.nl).

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording, or otherwise, without the prior written permission of the publisher.

ISBN (ebook) 978-90-018-4889-7
ISBN 978-90-401-0338-0

Woord vooraf bij de 24ste druk

Machineonderdelen zijn de constructie-elementen van het mechanische gedeelte van een werktuig of machine.

Er bestaat een groot aantal machineonderdelen, elk met een eigen functie. De juiste en veilige werking van een machine staat of valt met het goed functioneren van de onderdelen. Vanaf 1 januari 1995 is de Machinerichtlijn wettelijk verplicht. Dit betekent dat elke machine die in de EG wordt verhandeld van een CE-markering (Conformité Européenne) moet zijn voorzien. Deze markering is vooral gericht op de veiligheid, gezondheid en bescherming voor de gebruiker en het milieu.

Door de aangescherpte eisen en door de vraag naar steeds compacter geconstrueerde onderdelen blijft derhalve de ontwikkeling van het optimale ontwerp van een onderdeel actueel. Daarbij zijn het o.a. de nieuw ontwikkelde materialen en de voortdurend verder uitgebreide en gemakkelijker toepasbare rekenprogramma's voor ingenieursproblemen, die perspectief blijven bieden.

Dit studieboek sluit aan op de actuele ontwikkelingen in het vakgebied. Het bevat de fundamentele kennis over de werking van de belangrijkste machineonderdelen en over de ontwerp- en controleberekeningen die nodig zijn om veilig werkende onderdelen te kunnen maken. De student beschikt hiermee over een belangrijk deel van de leerstof op het gebied van machineonderdelen.

In deze nieuwe druk is gestreefd naar nog betere aansluiting op zelfstudiemogelijkheden. Hiertoe vindt per hoofdstuk een afgeronde behandeling plaats van een groep van onderdelen met een bepaalde functie. Dat betekent voor zowel student als docent een flexibele opzet met een vrije keuze van de hoofdstukvolgorde. Tevens zijn oefenopgaven, inclusief de bijbehorende uitwerkingen, in het boek opgenomen.

Bij elke nieuwe druk wordt er naar gestreefd de wensen vanuit het onderwijsveld en het bedrijfsleven te honoreren. Opnieuw worden attente gebruikers uitgenodigd met suggesties te komen. Voor de ondersteuning brengen wij hier onze dank tot uitdrukking. In het bijzonder zijn wij dank verschuldigd aan ing. F. Schouten van Vector Aandrijftechniek B.V., voor zijn waardevolle adviezen en de gegevens en afbeeldingen waarvan hij ons heeft voorzien.

Vele generaties van studenten in het technisch hoger onderwijs hebben hun kennis over machineonderdelen uit de voorgaande drukken mogen verwerven en wij hopen dat ook deze nieuwe druk aan de technische vorming van jonge werktuigbouwkundige ingenieurs een bijdrage zal leveren.

Maart 1995

ir. Jac. Stolk, Ridderkerk
ir. T. J. Ruijter, Dordrecht
ir. W. Kok, Lekkerkerk

GRIEKS ALFABET

Tekens	Namen	Tekens	Namen
A α	alfa	N ν	nu
B β	bêta	Ξ ξ	xi
Γ γ	gamma	O ο	omikron
Δ δ	delta	Π π	pi
E ε	epsilon	P ρ	ro
Z ζ	zêta	Σ σ	sigma
H η	êta	T τ	tau
Θ θ	thêta	Υ υ	upsilon
I ι	iota	Φ φ	fi
K κ	kappa	X χ	chi
Λ λ	lambda	Ψ ψ	psi
M μ	mu	Ω ω	omega

INHOUD

1. INLEIDING

	Blz.
1.1. Begrippen en functies	13
1.2. Toleranties en passingen	17
1.3. Oppervlakteruwheid	24
1.4. Nominale en bedrijfsbelasting	25
1.5. Ontwerpberekening	27
1.6. Trekkromme	27
1.7. Spanningsveranderingen	29
1.8. Spanningsverdeling, vormfactor, kerfgevoeligheid en kerffactor	32
1.9. De oppervlaktefactor C_o	35
1.10. De groottefactor C_g	35
1.11. Vereiste veiligheidsfactor bij vermoeingsbelasting	36
1.12. Toelaatbare spanning in een machineonderdeel	37
1.13. Sterktecontrole-berekening voor onderdeel bij vermoeingsbelasting	38
1.14. Literatuur	39
1.15. Woordenlijst	39

2. LAS-, SOLDEER- EN KLEEFVERBINDINGEN

2.1. Lassen en lasmethoden	40
2.2. Lasbaarheid (NEN 2064)	44
2.3. Naadvormen bij smeltlassen	45
2.4. Berekening van lassen (NEN 2062)	47
2.5. Lastechnisch construeren	51
2.6. Soldeerverbindingen	62
2.7. Kleefverbindingen	64
2.8. Literatuur	68
2.9. Woordenlijst	69

3. SCHROEFDRAAD EN -TOEPASSINGEN

3.1. Functies en begrippen	70
3.2. Schroefdraadgeometrie	71
3.3. Schroefdraadsystemen en -normalisatie	72
3.4. Toepassingen van fijne schroefdraad	74
3.5. Teken van schroefdraad	75
3.6. Schroefdraadtoleranties en uitvoeringen	75

3.7.	Bepaling van het draaiingsmoment, het rendement en de afmetingen van bewegingsschroefdraad	76
3.8.	Bepaling van het aanhaalmoment bij bevestigingsschroefdraad	84
3.9.	Constructies	86
3.10.	Borgen van schroefdraadverbindingen	96
3.11.	Berekening van de afmetingen van bevestigingsschroefdraad	100
3.12.	Literatuur	127
3.13.	Woordenlijst	127

4. VERBINDINGEN VAN AS EN NAAF

4.1.	Methoden	129
4.2.	Spieën en spieverbindingen	129
4.3.	Krimpen en persen	133
4.4.	Naafverbindingen gebaseerd op kegelvorm	140
4.5.	Andere as-naafverbindingen	145
4.6.	Literatuur	146
4.7.	Woordenlijst	147

5. VEREN

5.1.	Doel en eigenschappen	148
5.2.	Veerdiagram en veerconstante	148
5.3.	Overzicht van verschillende typen veren	149
5.4.	Veerarbeid en specifieke veerarbeid	149
5.5.	Veermaterialen en toepassingen	154
5.6.	Berekening van schroefvormige wringingsveren (o.a. drukveren)	156
5.7.	Andere vormen van veren	163
5.8.	Literatuur	168
5.9.	Woordenlijst	168

6. ASSEN

6.1.	Draagassen	169
6.2.	Rekenvoorbeelden van draagassen	171
6.3.	Transmissieassen	172
6.4.	Rekenvoorbeelden van transmissieassen	174
6.5.	Gegevens voor as-controleberekeningen	177
6.6.	Constructie van assen	182
6.7.	Rekenvoorbeelden over de veiligheid tegen vermoeiing van draag- en transmissieassen	182

6.8.	Literatuur	188
6.9.	Woordenlijst	188

7. ASKOPPELINGEN

7.1.	Functies en uitvoeringen	189
7.2.	Vaste koppelingen	190
7.3.	Flexibele koppelingen	195
7.4.	Elastische koppelingen	200
7.5.	Vormgesloten schakelbare koppelingen	207
7.6.	Krachtgesloten schakelbare koppelingen (wrijvingskoppelingen)	208
7.7.	Enkele uitvoeringen van wrijvingskoppelingen	215
7.8.	Veiligheidskoppelingen	235
7.9.	Aanloopkoppelingen	238
7.10.	Hydraulische koppelingen	238
7.11.	Vrijloopkoppelingen	240
7.12.	Literatuur	242
7.13.	Woordenlijst	242

8. REMMEN

8.1.	Functie en indeling	243
8.2.	Principe en bediening van een blokkenrem	243
8.3.	Uitvoeringen van trommelremmen	250
8.4.	Platenremmen	253
8.5.	Schijfremmen	254
8.6.	Bandremmen	256
8.7.	Centrifugaalremmen	259
8.8.	Enkele opmerkingen over de keuze van bediening van de rem	261
8.9.	Bepaling afmeting remoppervlak	261
8.10.	Literatuur	263
8.11.	Woordenlijst	263

9. GLIJLAGERS

9.1.	Tribotechniek	264
9.2.	Wrijving en slijtage	264
9.3.	Smering van glijlagers	267
9.4.	Smeringstheorie van radiale glijlagers	274
9.5.	Smeringstheorie van axiale lagers	295
9.6.	Vormgeving en berekening van glijlagers	303

9.7.	Literatuur	328
9.8.	Woordenlijst	328

10. WENTELLAGERS

10.1.	Inleiding	329
10.2.	Radiale wentellagers	329
10.3.	Axiale wentellagers	333
10.4.	Aanduiding van wentellagers	334
10.5.	Berekening van wentellagers	334
10.6.	Rekenvoorbeelden wentellagers volgens SKF-catalogus '90	340
10.7.	Wrijvingsverliezen in wentellagers	342
10.8.	Inbouwvoorschriften	343
10.9.	Enkele toepassingsvoorbeelden	347
10.10.	Keuze van glij- of wentellagers	348
10.11.	Smering en afdichting	350
10.12.	Meslagers	350
10.13.	Literatuur	351
10.14.	Woordenlijst	351

11. WRIJVINGSWIELEN EN TANDWIELEN

11.1.	Inleiding	352
11.2.	Overbrengingsverhouding	352
11.3.	Wrijvingswielen	353
11.4.	Tandwielen	354
11.5.	Belastbaarheid van cilindrische wielen voorzien van rechte tanden en schroeftanden	402
11.6.	Overbrenging voor niet evenwijdige assen	430
11.7.	Schroeftandwielen voor kruisende assen	434
11.8.	Worm en wormwiel	436
11.9.	Epicyclische overbrenging	449
11.10.	Moderne compacte constructies voor grote overbrengingsverhoudingen	456
11.11.	Literatuur	460
11.12.	Woordenlijst	460

12. RIEM- EN KETTINGOVERBRENGINGEN

12.1.	Inleiding	461
12.2.	Werkingsprincipe, ontwerpoverwegingen en materiaalkeuze voor vlakke riemoverbrengingen	461

12.3. Vermogenoverdracht door vlakke riem	462
12.4. Berekeningen van vlakke riemen	467
12.5. V-riemoverbrenging	472
12.6. V-riemuitvoeringen	473
12.7. Schijven voor V-riemen	475
12.8. Keuze van de riemserie en benodigd aantal klassieke riemen	476
12.9. Smalprofiel V-riemen	478
12.10. Tandriemen	483
12.11. Overbrenging door kettingen	485
12.12. Rolketting	485
12.13. Tandketting	489
12.14. Literatuur	490
12.15. Woordenlijst	490

13. TRAPLOOS VARIABELE OVERBRENGINGEN, VARIATOREN

13.1. Overzicht en principe	491
13.2. Mechanische variatoren met wrijvingswielen, kogels enz.	492
13.3. Variatoren met omspanningselementen	497
13.4. Hydraulische variatoren	502
13.5. Elektrische variatoren	503
13.6. Literatuur	504
13.7. Woordenlijst	504

14. KRUKMECHANISMEN

14.1. Inleiding	505
14.2. Het kruk-drijfstangmechanisme	511
14.3. Constructieve uitvoering en berekening	519
14.4. Literatuur	539
14.5. Woordenlijst	539

15. AS- EN STANGAFDICHTINGEN

15.1. Inleiding	540
15.2. Afdichtingen van lagers	540
15.3. De constructie van pakkingbussen	544
15.4. Berekening van de glandbouten	548
15.5. Labyrint-dichtingen voor turbine-assen	548
15.6. Roterende, axiale glijring-afdichting	551
15.7. Literatuur	552
15.8. Woordenlijst	552

Opgaven
Alfabetische register

553
634

1. Inleiding

1.1 Begrippen en functies

Onder **machineonderdelen** worden elementen van **werktuigen** of **werktuigkundige constructies** verstaan.

Als voorbeelden van **werktuigkundige constructies** noemen we: fietsen, motoren, automobielen, stoomketels, turbines, pompen, compressoren, hefwerktuigen, transportinstallaties, graaf- en baggerwerktuigen, gereedschapsmachines, textielmachines, mechanismen en chemische installaties.

Voorbeelden van **machineonderdelen** zijn o.a.: bouten, moeren, spieën, assen, koppelingen, remmen, lagers, veren, tandwielen, zuigers, drijfstangen, kleppen, afsluiters.

Vele onderdelen en constructies (mechanismen) worden ten behoeve van de **aandrijftechniek** gebruikt. De mechanismen kunnen mechanisch, elektrisch, hydraulisch of pneumatisch worden bediend.

Om machineonderdelen te kunnen construeren, berekenen en vervaardigen moet de bestemming bekend zijn om te kunnen vastleggen aan welke **functies** en **eisen** het betreffende onderdeel moet voldoen.

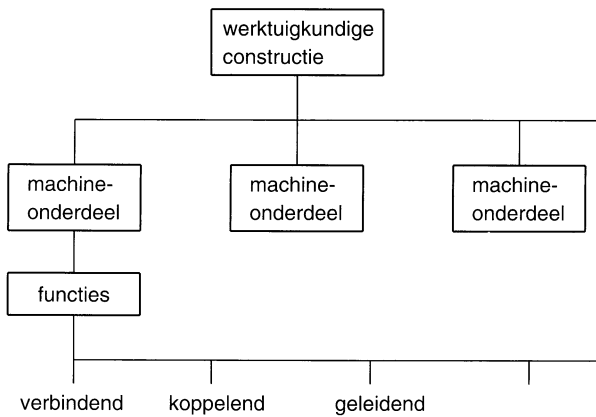


Fig. 1.01. Samenhang van werktuigkundige constructies en machineonderdelen

Heel bekend is het **kruk-drijfstangmechanisme**, o.a. toegepast in verbrandingsmotoren, zie fig. 1.02.

De functie van het kruk-drijfstangmechanisme is hier om de op- en neergaande beweging van de zuiger om te zetten in een draaiende beweging van de krukas.

De onderdelen van het kruk-drijfstangmechanisme zijn de zuiger, de drijfstang en de krukas met de lagers. Het gecontroleerde verbrandingsproces vindt plaats in de cilinder, waarop de kleppen gemonteerd zijn.

De zuiger ondervindt een drukkracht ten gevolge van de verbranding in de cilinder en verplaatst zich daardoor over de slag. Op deze wijze zet de zuiger thermische in mechanische energie om.

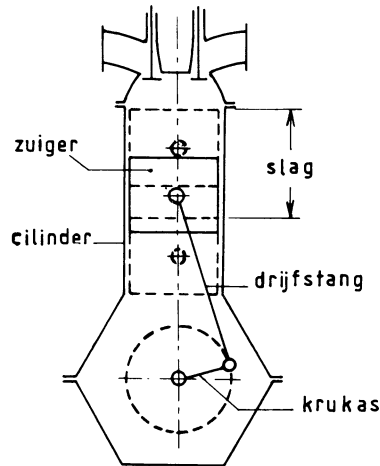


Fig. 1.02. Zuigermachine

De drijfstang heeft als functie de kracht die zich rechtlijnig verplaatst om te zetten in een roterende werking op de kruk van de krukas. Zo wordt de krukas gedwongen te roteren. De krukas heeft tot taak de ontvangen energie te leveren aan een aangekoppeld werktuig, bijvoorbeeld een centrifugaalpomp.

De cilinder heeft een **geleidende** functie voor de zuiger. De zuiger bevat veren die een **afdichtende** functie hebben.

De drijfstang is scharnierend met de zuiger en de kruk verbonden: men spreekt van een **koppelende** functie.

De taak van de krukas-lagers is om de belaste en draaiende krukas in het frame te positioneren.

Op de plaatsen waar van een geleidende functie sprake is, wordt een smeermiddel toegevoerd om het materiaalcontact, en daarmee de slijtage, te beperken. Dit is het geval voor de glijvlakken van de zuiger en cilinder en voor de draaipunten van de drijfstang en de krukas.

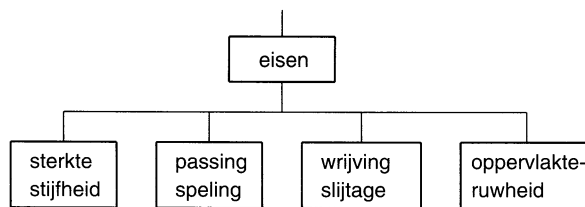


Fig. 1.03. Diverse eisen betreffende machineonderdelen

De functies van de onderdelen zijn vrijwel steeds van mechanische aard, vaak komen daar nog werkingen van thermische, chemische en elektrische aard bij.

Als de functies van een onderdeel bekend zijn, kunnen de **eisen** waaraan het onderdeel moet voldoen, geformuleerd worden.

Zo geldt voor de **schacht** van de **drijfstang**, dat deze voldoende **sterk** moet zijn,

om de door te leiden krachten te kunnen dragen zonder te veel te vervormen en zonder risico van uitknikken. De drijfstang moet dus niet alleen voldoende sterk maar ook voldoende **stijf** en **stabiël** zijn.

In de **lagers** van de drijfstang vindt het inleiden en overdragen van de krachten plaats tussen ten opzichte van elkaar bewegende glijvlakken van zuiger- en de krukpen met die drijfstang. Voor het goed functioneren van de lagers is het nodig dat de glijvlakken voldoende **sterk** zijn om de radiale belasting te kunnen opnemen, voldoende **stijf** zijn om de elastische en thermische vormveranderingen klein te houden en voldoende **slijtvast** zijn voor een bepaalde gebruiks- en levensduur. Er is uiteraard hierbij sprake van een **smerende** functie.

Voor machineonderdelen zijn de genoemde eisen in het algemeen de belangrijkste, daarbij komen dan vaak nog bijzondere eisen zoals oppervlakteruwheid, passingen, vormnauwkeurigheid, corrosievastheid, compactheid, uiterlijk e.d.

Op de constructiebureaus heeft de **computer** (CAD/CAM) zijn intrede gedaan; in toenemende mate zal het **methodisch ontwerpen**, in samenwerking met de computer, ingang vinden en de vereiste werkwijze blijken te zijn om tot concurrerende productie te komen. Fig. 1.04 geeft in schemavorm de methodische werkwijze om vanaf een vastgestelde behoefte tot een goedwerkende inrichting te komen.

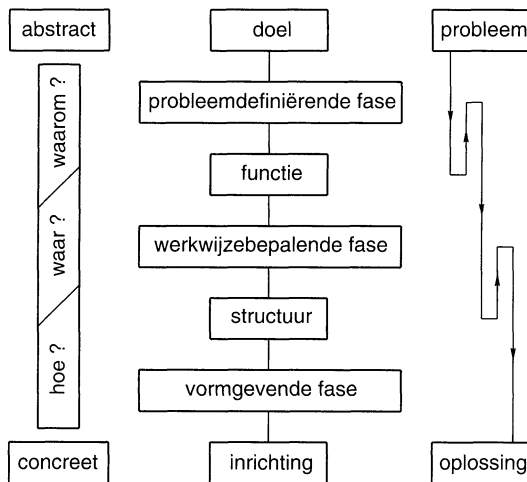


Fig. 1.04. Schema van het methodisch ontwerpproces

Het probleem bij het construeren van het onderdeel is de verschillende functies en soms tegenstrijdige eisen in één **materiaal** te combineren; dit loopt echter veelal uit op het sluiten van compromissen. In het voorbeeld werden de glijvlakken in de drijfstangboringen uit een ander materiaal gemaakt dan de drijfstang zelf.

Bij de **keuze** van de **materialen** waaruit de machineonderdelen vervaardigd zullen worden, moet men uitgaan van de **functies** en de **eisen** waaraan deze

moeten voldoen om het goed functioneren van de werktuigkundige constructie te verwezenlijken.

Een materiaal vereist meestal een bepaalde **wijze** van **fabricage** en dit is weer van invloed op de uiteindelijke vorm van de onderdelen. Dit vereist een grondige kennis van de mechanische, chemische, thermische en technologische eigenschappen van de **materialen** zoals **staal**, **non-ferrometalen**, **kunststoffen**, van **smeermiddelen**, **pakking-**, **isolatiematerialen** e.d.

De keuze van de wijze van fabriceren is weer afhankelijk van het te maken aantal stuks, het uiterlijk en vooral de **kosten**. De praktijk heeft bewezen dat vooral in het ontwerp- en constructiestadium op de kosten van de onderdelen en componenten kan worden gewonnen door systematisch alle alternatieve oplossingen met elkaar te vergelijken.

Fig. 1.05 geeft in modelvorm aan hoe ná het vaststellen van een functie van een onderdeel en afhankelijk van de te stellen eisen, vormgeving, materiaalkeuze en fabricagemogelijkheden als een drie-eenheid moeten worden beschouwd. Centraal staan in deze schematisering de kosten van het onderdeel.

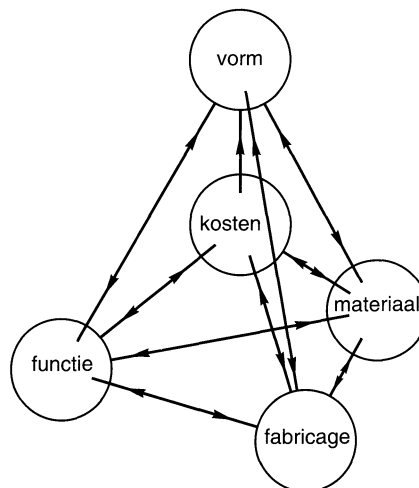


Fig. 1.05. Het tetraëdermodel van de vormgevende fase

Bij het construeren van machines, apparaten en installaties wordt in het algemeen een belangrijk deel van de benodigde onderdelen kant-en-klaar uit de handel betrokken. Deze onderdelen, zoals bouten, moeren, nagels, spieën, pen-nen, ringen, rollen, kogels, bussen, wielen, kettingen, snaren, riemen, veren, afdichtingen, pijpen, flenzen en ook complete glij- en rolblokken, askoppe-lingen, tandwielkasten, appendages e.d. worden in grote aantallen en in ver-schillende kwaliteiten in gespecialiseerde bedrijven vervaardigd. Deze artikelen uit handelsvoorraad zijn vaak **genormeerd**. Ze zijn altijd goedkoper en dikwijls beter dan zelf ontworpen en vervaardigde onderdelen. De artikelen moeten

deskundig in het ontwerp worden opgenomen. Dit maakt een goede kennis van deze machineonderdelen toch onmisbaar.

De **normalisatie** beperkt zich niet alleen tot vastlegging (èn beperking!) van vorm, materiaal en afmetingen van veel voorkomende onderdelen, maar geeft o.a. ook richtlijnen voor berekeningen en aanwijzingen over de uitvoering van **technische tekeningen**. In de tekst van dit boek worden dan ook vele **NEN-normen** vermeld.

Voorgaande beschouwingen leiden tot technisch goed gespecificeerde producten. Wereldwijd is te constateren dat afnemers steeds vaker stringente verwachtingen hebben van **kwaliteit**. Zij worden zich ervan bewust dat voortdurende verbetering van de kwaliteit vaak een noodzaak is voor het bereiken en behouden van een goede en economisch verantwoorde positie.

Technische specificaties geven op zich nog geen garantie dat aan de door de afnemer voorgeschreven eisen wordt voldaan. Door tekortkomingen in de specificaties, maar ook door gebreken binnen een organisatie bij het ontwerpen of vervaardigen van produkten of verlenen van diensten, kunnen afwijkingen van de door de afnemer gestelde eisen ontstaan. Dit laatste heeft geleid tot het ontwikkelen van normen en richtlijnen voor kwaliteitssystemen. Deze moeten als aanvulling worden beschouwd op de specificaties waarin technische eisen aan produkten of dienstverleningen zijn omschreven.

De normen **ISO 9001...9004** die juist de laatste jaren bij het bedrijfsleven ingang vinden, beogen harmonisering op het gebied van kwaliteitsinzichten en -garanties. De hele bedrijfsopzet en de invulling van de functies van de afdelingen en de functionarissen maken deel uit van het kwaliteitssysteem van een organisatie die kwaliteitsgaranties biedt.

Het resultaat zal zijn dat afnemers zich tot producenten zullen wenden die reeds aan de genoemde ISO-normen kunnen voldoen en daardoor onderbouwd voor de kwaliteitsgaranties kunnen instaan.

Naast deze normen met betrekking tot kwaliteitsbeschouwingen is sinds 1 januari 1992 de Machinerichtlijn voor EG-lidstaten van kracht, waarin fundamentele veiligheidseisen worden geformuleerd, waaraan elke machine moet voldoen. Alleen dan mag de fabrikant de verplichte CE-markering*) op de machine aanbrengen.

1.2 Toleranties en passingen

1.2.1 Enkele begrippen

Bij het bewerken van machineonderdelen is het niet mogelijk een bepaalde voorgeschreven maat **exact** te verkrijgen. Het is alleen mogelijk te voldoen aan de eis dat de afmeting binnen bepaalde **grensmaten** moet liggen.

We onderscheiden **lineaire** en **as/gat-maattoleranties**. Lineaire maattoleranties hebben betrekking op afmetingen zoals lengte, breedte en hoogte en worden veelal in **millimeter** (mm) aangegeven. In sommige gevallen zijn zeer kleine toleranties vereist. As/gat-maattoleranties hebben betrekking op het passen van assen in gaten en worden veelal in **micrometer** (μm) aangeduid.

*) CE = Conformité Européenne.

Voorbeeld 1.1. Een lineaire afmeting is aangegeven met $130 \pm 0,5$ mm. De gemeten waarde van de maat moet dan liggen tussen de **kleinste grensmaat** 129,5 mm en de **grootste grensmaat** 130,5 mm. De waarde 130, waarmee de afmeting wordt benoemd, is de **nominale maat** in mm. Het verschil tussen de grootste en kleinste grensmaat is de toelaatbare **maatspreiding**, die **maattolerantie (tolerantie)** wordt genoemd. Zie voor al deze begrippen NEN-ISO 286-1.

Volgens NEN-ISO 2768-1 zijn de volgende **gemiddelde maattoleranties** voor lineaire afmetingen genormaliseerd:

Tabel 1.1. Toleranties van lineaire afmetingen

De waarden van de lineaire nominale maten en toleranties in mm						
boven	3	6	30	120	400	1000
tot en met	6	30	120	400	1000	4000
tolerantie	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$

Zie voor grove en fijne toleranties ook normblad NEN-ISO 2768-1.

In fig. 1.06 is een as met diameter d afgebeeld die past in een gat met diameter D . De zone die tussen beide grensmaten ligt en kruislings gearceerd is, wordt **tolerantieveld** genoemd. De kleinste en grootste grensmaat van de as worden resp. met d_2 en d_1 , die van het gat resp. met D_2 en D_1 aangeduid.

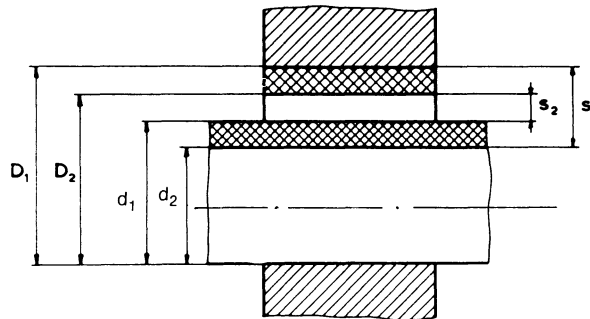


Fig. 1.06. Passing van een as in een gat

Voorbeeld 1.2. De diameter d van een as wordt aangegeven met $\varnothing 65 \pm 0,015$.

We spreken van een **symmetrische maatafwijking**:

de kleinste grensmaat $65 \text{ mm} - 15 \mu\text{m} = 65 - 0,015 = 64,985 \text{ mm}$;

de grootste grensmaat is $65 \text{ mm} + 15 \mu\text{m} = 65 + 0,015 = 65,015 \text{ mm}$.

Het tolerantieveld is $30 \mu\text{m}$ groot.

Asymmetrische maatafwijkingen komen veelvuldig voor; de diameter van een as of een gat wordt aangegeven met

$$\varnothing 75 \begin{pmatrix} +0,020 \\ -0,012 \end{pmatrix}.$$

De kleinste en grootste grensmaat zijn nu resp. 74,988 mm en 75,020 mm. Het tolerantieveld is 32 μm groot.

Een afmeting op een tekening wordt dus aangeduid door de nominale maat en beide maatafwijkingen. De grootte van de tolerantie bepaalt de **nauwkeurigheid**; bij afnemende tolerantie neemt de nauwkeurigheid toe.

Bij een **combinatie** van twee machineonderdelen (bijv. as en gat) die in elkaar passen, vormen de twee bij elkaar behorende afmetingen van die onderdelen een **passing**. Het verschil tussen as- en gatmaat (in fig. 1.06 aangeduid met s_1 en s_2) wordt de **speling** genoemd. De speling is positief als de gatmaat groter dan de asmaat is en in het omgekeerde geval negatief. Het verschil tussen de grootste en kleinste speling is de **spelingsspreiding**, die **spelingstolerantie** wordt genoemd.

1.2.2 Soorten passingen

Afhankelijk van de grootte van de **speling** onderscheidt men drie soorten passingen, nl.:

1. **losse passingen**, met steeds positieve speling, bijv. bout in moer, as in lager. Deze worden dus toegepast als ongehinderde beweging van de onderdelen mogelijk moet zijn;

2. **vaste passingen**, met steeds negatieve speling. Deze worden toegepast als geen relatieve beweging toelaatbaar is, bijv. flens op een pijp, velg om een wiel, tandwiel op een as.

Vaste passingen (perspassingen) moeten met grote krachten worden gemonteerd; worden de montagekrachten te groot, dan gaat men over op **krimpen** (zie hoofdstuk 4, §3);

3. **overgangspassingen**, die zowel een positieve als negatieve speling kunnen hebben. Deze past men vaak toe, waar een vaste passing gewenst zou zijn, maar waar deze niet of moeilijk te monteren is.

Dikwijls is het uitvoeren van grote montagekrachten onmogelijk of zelfs ontoelaatbaar. Ook komt het voor dat onderdelen dikwijls verwisseld moeten worden; in dergelijke gevallen waarbij dus de beide onderdelen wel ten opzichte van elkaar verschuif- en verdraaibaar moeten zijn maar niet continu bewegen, maakt men gebruik van overgangspassingen met een kleine positieve of negatieve speling. Afhankelijk van de grootte van de speling worden overgangspassingen gemonteerd met de hand, met een hamer van kunststof, hout of lood of na verhitting in olie.

1.2.3 Het ISO-passingstelsel (NEN-ISO 286-1/2)

De toleranties die bij de verschillende nominale maten worden opgegeven, zijn **genormeerd**. Het is namelijk voor de constructeur en voor de werkplaats een vereiste, dat de grensmaten zo duidelijk en eenvoudig mogelijk worden aangegeven. Bovendien is het noodzakelijk om een verantwoorde keuze te maken uit de vele oplossingen om een bepaalde speling te verwezenlijken. Denk bijvoorbeeld aan de kosten van de nodige gereedschappen. Deze eenvoudige aanduidingen en standaardpassingen zijn opgenomen in het ISO-passingstelsel, dat door de International Organization for Standardization is opgesteld.

In dit passingsstelsel worden de **ligging** van de **basisgrensmaat**, dit is de grensmaat met de kleinste absolute waarde van de maatafwijking, aangeduid door een **kenletter**, waarbij voor binnenmaten (o.a. gaten) hoofdletters en voor buitenmaten (o.a. assen) kleine letters worden gebruikt. Er zijn 28 verschillende liggingen mogelijk. De letters I, L, O, Q en W, resp. i, l, o, q en w worden niet gebruikt, daar deze aanleiding tot vergissingen kunnen geven. Behalve door de 21 resterende letters worden daarom 7 grensmaatliggingen aangegeven met twee letters namelijk CD, EF, FG, J_s, ZA, ZB en ZC.

De grootte van de toleranties, dus de **kwaliteit** of nauwkeurigheid van de afmeting, is afhankelijk gesteld van de **tolerantiëklasse**, waarvan de aanduiding geschiedt door een **kengetal** voorafgegaan door de letters IT (internationale tolerantieklasse), bijv. IT7, zie NEN-ISO 286-2.

Het aantal tolerantieklassen is 18. Bij iedere afmeting zijn 18 verschillende grootten van de tolerantie genormaliseerd. Deze 18 **kwaliteiten** worden aangeduid met de cijfers 01, 0, 1 . . . 16. De grootte van de tolerantie neemt toe met het getal en is bepaald zoals aangegeven in NEN-ISO 286-2, waar tevens de getalwaarden voor de afmetingen 1 . . . 500 mm in tabel 1.2 zijn aangegeven.

De aanduiding van een **tolerantieveld** geschiedt door samenvoeging van de kenletter voor de ligging van de basisgrensmaat en het kengetal van de tolerantieklasse; bijv. $\varnothing 65 J7$ is de vereenvoudigde indirecte aanduiding van een gatafmeting met directe aanduiding $\varnothing 65 \begin{pmatrix} +0,018 \\ -0,012 \end{pmatrix}$.

De ligging van het tolerantieveld ten opzichte van de basisgrensmaat wordt door de **tolerantiërichting** bepaald; als deze positief is, heeft de grootste grensmaat een hogere waarde dan de basisgrensmaat; als deze negatief is, heeft de kleinste grensmaat een lagere waarde dan de basisgrensmaat.

Symmetrische maatafwijkingen worden in dit systeem aangeduid met de letter J of j met de index s, bijv. $\varnothing 25 J_s 8$, $\varnothing 50 j_s 6$.

Een passing wordt aangeduid door de samenvoeging van de aanduiding van het tolerantieveld van het gat met dat van de as bijv. $\varnothing 65 F7/h6$, $\varnothing 40 H7/s6$.

1.2.4 Keuze van passingen

Uit het voorafgaande blijkt duidelijk dat het ISO-passingsstelsel zeer veel mogelijkheden biedt voor de keuze van de tolerantieklasse en de ligging van het tolerantieveld.

In verband met de fabricagekosten is het zeer belangrijk de tolerantieklasse niet te laag te kiezen, d.w.z. een te grote nauwkeurigheid na te streven.

Normaal past men toe:

IT 01, 0, 1 . . . 4 voor precisiewerk (optiek, meetinstrumenten).

IT 5 . . . 10 voor de **algemene machinebouw** en wel:

IT 5, 6 voor zeer nauwkeurig werk (wentellagers, draaibanken enz.);

IT 6, 7 en 8 voor nauwkeurig werk (motoren, turbines enz.);

IT 7 . . . 10 voor gewoon werk (bijv. transportwerktuigen);

IT 11 . . . voor ruw werk (landbouwwerktuigen, wegenbouwmachines e.d.).

Tabel 1.2. Enkele maatafwijkingen

Nominale maat in mm		Grensmaatafwijkingen in μm voor gaten en assen van geselecteerde ISO-voorkoerpassingen voor algemene toepassing																				
		Gaten							Assen													
boven	t.e.m.	E7	F7	G7	H7	H6	J7	K7	N7	P7	S7	e7	f7	g6	h9	h7	h6	j6	k6	n6	p6	s6
30	40	+ 75 + 50	+ 50 + 25	+ 34 + 9	+ 25 0	+ 16 0	+ 14 - 11	+ 7 - 18	- 8 - 33	- 17 - 42	- 34 - 59	- 50 - 75	- 25 - 50	- 9 - 25	0 - 62	0 - 25	0 - 16	+ 11 - 5	+ 18 + 2	+ 33 + 17	+ 42 + 26	+ 59 + 43
40	50	+ 75 + 50	+ 50 + 25	+ 34 + 9	+ 25 0	+ 16 0	+ 14 - 11	+ 7 - 18	- 8 - 33	- 17 - 42	- 34 - 57	- 50 - 75	- 25 - 50	- 9 - 25	0 - 62	0 - 25	0 - 16	+ 11 - 5	+ 18 + 2	+ 33 + 17	+ 42 + 26	+ 59 + 43
50	65	+ 80 + 60	+ 60 + 30	+ 40 + 10	+ 30 0	+ 19 0	+ 18 + 12	+ 9 - 21	- 9 - 39	- 21 - 51	- 42 - 72	- 60 - 90	- 30 - 60	- 10 - 29	0 - 74	0 - 30	0 - 19	+ 12 - 7	+ 21 + 2	+ 39 + 20	+ 51 + 32	+ 72 + 53
65	80	+ 80 + 60	+ 60 + 30	+ 40 + 10	+ 30 0	+ 19 0	+ 18 - 12	+ 9 - 21	- 9 - 39	- 21 - 51	- 48 - 78	- 60 - 90	- 30 - 60	- 10 - 29	0 - 74	0 - 30	0 - 19	+ 12 - 7	+ 21 + 2	+ 39 + 20	+ 51 + 32	+ 78 + 59
80	100	+ 107 + 72	+ 71 + 36	+ 47 + 12	+ 35 0	+ 22 0	+ 22 - 13	+ 10 - 25	- 10 - 45	- 24 - 59	- 58 - 93	- 72 - 107	- 36 - 71	- 12 - 34	0 - 87	0 - 35	0 - 22	+ 13 - 9	+ 25 + 3	+ 45 + 23	+ 59 + 37	+ 93 + 71
100	120	+ 107 + 72	+ 71 + 36	+ 47 + 12	+ 35 0	+ 22 0	+ 22 - 13	+ 10 - 25	- 10 - 45	- 24 - 59	- 66 - 101	- 72 - 107	- 36 - 71	- 12 - 34	0 - 87	0 - 35	0 - 22	+ 13 - 9	+ 25 + 3	+ 45 + 23	+ 59 + 37	+ 101 + 79
120	140	+ 125 + 85	+ 83 + 43	+ 54 + 14	+ 40 0	+ 25 0	+ 26 - 14	+ 12 - 28	- 12 - 52	- 28 - 68	- 77 - 117	- 85 - 125	- 43 - 83	- 14 - 39	0 - 100	0 - 40	0 - 25	+ 14 - 11	+ 28 + 3	+ 52 + 27	+ 68 + 43	+ 117 + 92
140	160	+ 125 + 85	+ 83 + 43	+ 54 + 14	+ 40 0	+ 25 0	+ 26 - 14	+ 12 - 28	- 12 - 52	- 28 - 68	- 85 - 125	- 85 - 125	- 43 - 83	- 14 - 39	0 - 100	0 - 40	0 - 25	+ 14 - 11	+ 28 + 3	+ 52 + 27	+ 68 + 43	+ 125 + 100
160	180	+ 125 + 85	+ 83 + 43	+ 54 + 14	+ 40 0	+ 25 0	+ 26 - 14	+ 12 - 28	- 12 - 52	- 28 - 68	- 93 - 133	- 85 - 125	- 43 - 83	- 14 - 39	0 - 100	0 - 40	0 - 25	+ 14 - 11	+ 28 + 3	+ 52 + 27	+ 68 + 43	+ 133 + 108
180	200	+ 146 + 100	+ 96 + 50	+ 61 + 15	+ 46 0	+ 29 0	+ 30 - 16	+ 13 - 33	- 14 - 60	- 33 - 79	- 105 - 151	- 100 - 145	- 50 - 96	- 15 - 44	0 - 115	0 - 46	0 - 29	+ 16 - 13	+ 33 + 4	+ 60 + 31	+ 79 + 50	+ 151 + 122
200	225	+ 146 + 100	+ 96 + 50	+ 61 + 15	+ 46 0	+ 29 0	+ 30 - 16	+ 13 - 33	- 14 - 60	- 33 - 79	- 113 - 159	- 100 - 145	- 50 - 96	- 15 - 44	0 - 115	0 - 46	0 - 29	+ 16 - 13	+ 33 + 4	+ 60 + 31	+ 79 + 50	+ 159 + 130
225	250	+ 146 + 100	+ 96 + 50	+ 61 + 15	+ 46 0	+ 29 0	+ 30 - 16	+ 13 - 33	- 14 - 60	- 33 - 79	- 123 - 169	- 100 - 145	- 50 - 96	- 15 - 44	0 - 115	0 - 46	0 - 29	+ 16 - 13	+ 33 + 4	+ 60 + 31	+ 79 + 50	+ 169 + 140

Met de keuze van de **ligging** moet men met het oog op de kosten het aantal combinaties voor de diverse passingsgevallen zoveel mogelijk beperken.

Daarom is men gekomen tot het zgn. **eenheidsgatstelsel** en het **eenheidsasstelsel**.

Bij het eenheidsgatstelsel is de kleinste grensmaat van het gat constant en gelijk aan die van de ligging H, dus gelijk aan de nominale maat. De ligging van de as varieert dan afhankelijk van de gewenste speling, zie fig. 1.07, bijv. $\varnothing 65 H7/n6$.

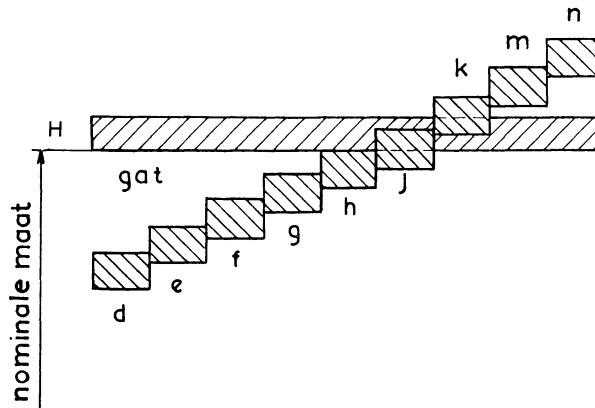


Fig. 1.07. Schema van het eenheidsgatstelsel

Bij het eenheidsasstelsel is de grootste grensmaat van de as constant en gelijk aan die van de ligging h, dus ook gelijk aan de nominale maat, zie fig. 1.08, bijv. $\varnothing 80 F7/h6$.

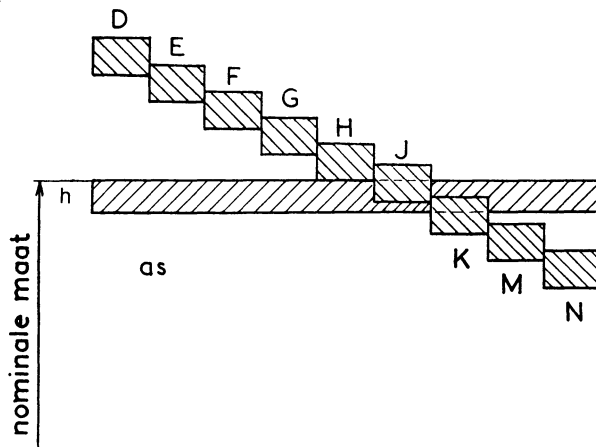


Fig. 1.08. Schema van het eenheidsasstelsel

De **keuze** tussen het eenheidsgat- en het eenheidsasstelsel is van diverse technische en economische overwegingen afhankelijk, o.a. het nodige aantal passingen, methoden van bewerking, grootte van de serie, kosten van fabricage-

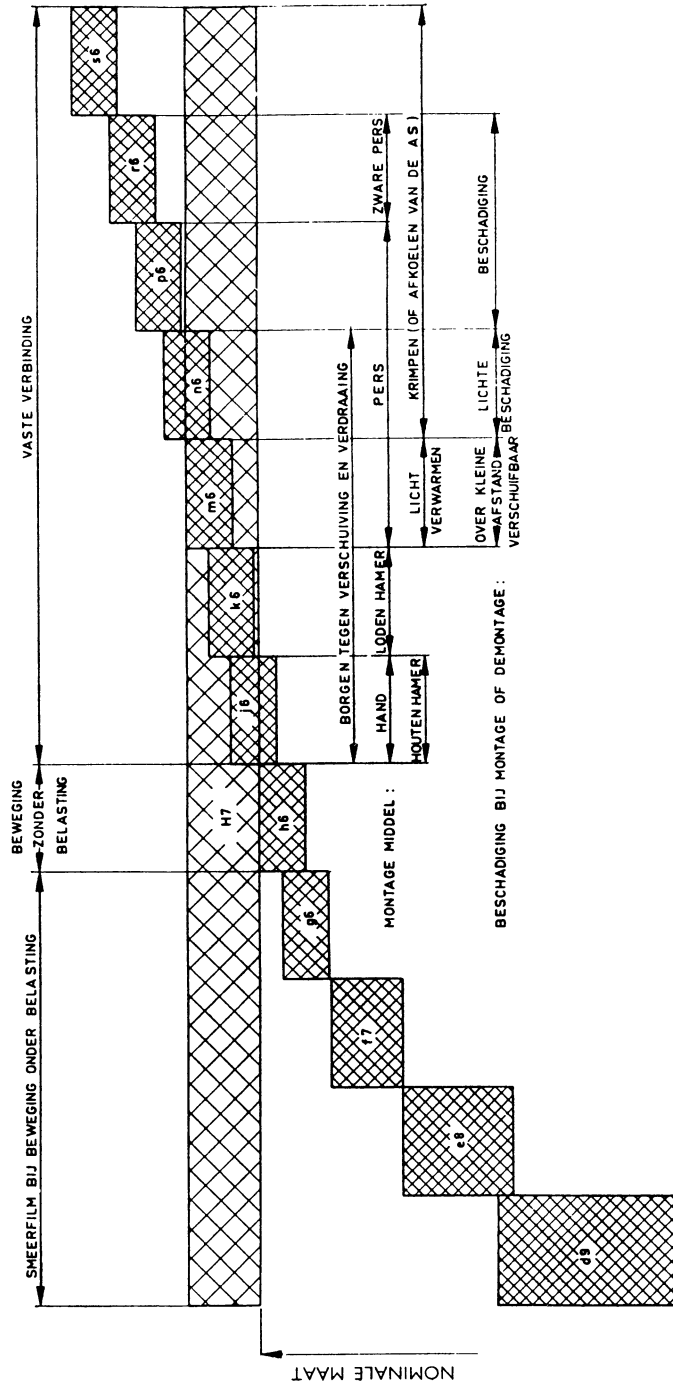


Fig. 1.09. Richtlijnen voor de constructie bij gebruik van passingen, aanbevolen door ISO voor nauwkeurig werk
Eenheidsgatstelsel

gereedschap en meetinstrumenten, monteerbaarheid, reparatiemogelijkheid. Normaal geniet het **eenheidsgatstelsel** (NEN 2807) de voorkeur.

Voor **nauwkeurig werk** worden de volgende passingen ongeacht de nominale maat aanbevolen voor resp. het eenheidsgat- en het eenheidsasstelsel.

Losse passingen:

ruime passing	H7/d9;	D9/h6
ruimlopende passing	H7/e8;	E8/h6
lopende passing	H7/f7;	F7/h6
zuiver lopende passing	H7/g6;	G7/h6
glijdende passing	H7/h6;	H7/h6

Overgangspassing:

schuifpassing	H7/j6;	J7/h6
klempassing	H7/k6;	K7/h6
drukpassing	H7/m6;	M7/h6
lichte perspassing	H7/n6;	N7/h6

Vaste passingen:

perspassing	H7/p6;	P7/h6
zware perspassing	H7/r6;	R7/h6
krimppassing	H7/s6;	S7/h6

Tabel 1.3. Een overzicht van passingen voor **nauwkeurig werk**; de passingen voor het eenheidsgatstelsel zijn in fig. 1.09 geïllustreerd met gegevens voor montage.

Assen kan men gemakkelijker nauwkeurig bewerken dan gaten; vandaar dat men in het algemeen bij een passing voor de as een tolerantieklasse neemt, die minstens één lager ligt dan die voor het gat.

Voor de gewenste passing is niet alleen de maatsnauwkeurigheid maar ook de vormnauwkeurigheid en de oppervlakte-ruwheid van de beide samenwerkende oppervlakken van belang. Daarom moeten naast de maattoleranties ook de vorm- en plaatstoleranties, zie NEN-ISO 1101 en NEN-ISO 2692, en de oppervlakte-ruwheden op de tekeningen vermeld worden.

1.3 Oppervlakteruwheid

Het ruwheidsprofiel in fig. 1.10 stelt sterk vergroot (in hoogterichting bijv. 10000 maal en in lengterichting bijv. 20 maal) de begrenzing van een oppervlak voor.

De middenlijn in de figuur is het rechtgetrokken golfprofiel, zie NEN 3632. De waarde van de ruwheid R_a is gelijk aan het rekenkundig gemiddelde van de absolute waarden van de afstanden ($y_1, y_2 \dots y_n$) van punten van het ruwheidsprofiel tot de middenlijn, loodrecht gemeten op de middenlijn. De meetlengte of basislengte L is afhankelijk van de ruwheidswaarde R_a .

$$R_a = \frac{1}{L} \int_{x=0}^{x=L} |y| \cdot dx$$

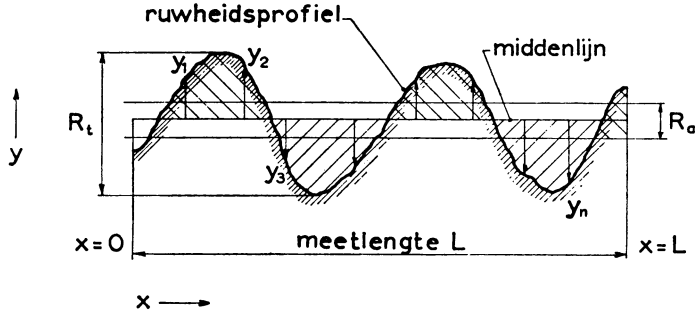


Fig. 1.10. Ruwheidsprofiel

Bij benadering is: $R_a \approx \frac{\sum |y_i|}{n} = \frac{|y_1| + |y_2| + \dots + |y_n|}{n}$

Volgens NEN 3632 wordt de ruwheidswaarde R_a uitgedrukt in μm (micrometer = 10^{-6} m). Als bij de ruwheidsaanduiding op een tekening geen meetlengte L is voorgeschreven, geldt voor het meten de volgende afspraak:

$R_a \leq 3,2 \mu\text{m}$, te gebruiken meetlengte 0,8 mm,

$R_a > 3,2 \mu\text{m}$, te gebruiken meetlengte 2,5 mm.

De groefdiepte R_t van het oppervlakeprofiel is de afstand van de toplijn tot de dallijn. Deze is ongeveer gelijk aan viermaal de ruwheidswaarde R_a ($R_t \approx 4 R_a$).

De functie van een oppervlak brengt een ruwheidsvoorkeur met zich mee; en bepaalde bewerkingswijze levert een zekere ruwheid op. NPR 3637 geeft inzicht in te kiezen R_a -waarde en de mogelijke bewerkingswijze.

1.4 Nominale en bedrijfsbelasting

De belasting van machineonderdelen onder bedrijfsomstandigheden bestaat veelal uit periodiek veranderende krachten en momenten. Het verloop van die veranderingen in de belasting is weer te geven in een **belastingpatroon**, zie fig. 1.11.

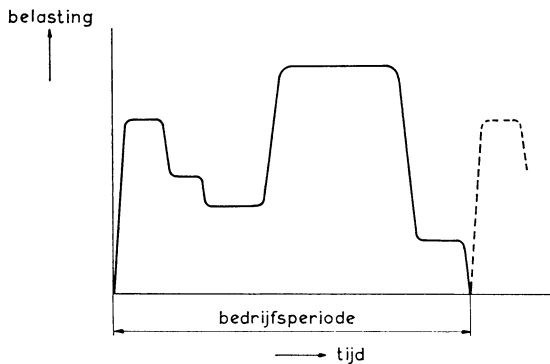


Fig. 1.11. Belastingpatroon

De **nominale** (Lat.: genoemde) belasting, kracht of koppel, is de belasting die door berekening uit de verstrekte ontwerpgegevens wordt verkregen. Die aldus berekende nominale belasting wordt vervolgens vermenigvuldigd met op ervaring berustende toeslagfactoren ter vaststelling van de **bedrijfsbelasting**.

Met die toeslagfactoren worden verwerkt:

1. De **onnauwkeurigheid** van de belasting. Als het belastingspatroon niet bekend is en de periodieke veranderingen in de belasting tijdens de **bedrijfsperiode**, zie fig. 1.11, slechts onnauwkeurig te schatten zijn, wordt de nominale belasting vermenigvuldigd met de **onnauwkeurighedsfactor** $a_1 = 1,0 \dots 1,4$.

2. De **werking** van de machine. De rekenkundig moeilijk of zelfs helemaal niet te bepalen stootwerking, die afhankelijk is van soort en werkwijze van de machine, wordt verwerkt door de nominale belasting te vermenigvuldigen met een bedrijfsfactor a_2 uit onderstaande tabel.

Tabel 1.4. Bedrijfsfactoren*

Soort machine	stootwerking	bedrijfsfactor a_2
Roterende machines (stoom- en gasturbines, centrifugaalcompressoren, elektromotoren, slijpmachines), kranen voor montage- en machinehal	licht	1,0 – 1,1
Zuigerwerktuigen (stoommachines, verbrandingsmotoren, pompen, compressoren), steekbanken, schaafmachines, kraaninstallaties voor havens	matig	1,2 – 1,5
Smeedpersen, matrijssmeedpersen, schroefpersen, excenterpersen, buigbanken, profielscharen, ponsmachines, kollermolens, grijperkranen	zwaar	1,6 – 2,0
Walswerktuigen, steen- en ertsbrekers	zeer zwaar	2 – 3

*) De gegevens zijn ontleend aan het boek Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau van R. Hänchen.

3. Het **risico** van breuk. Zou breuk van een machineonderdeel de machine gedeeltelijk of geheel vernielen, een bedrijfsschade tot gevolg hebben door stilstand van machines of het leven van mensen in gevaar brengen, dan wordt de nominale belasting vermenigvuldigd met een **bedrijfszekerheidsfactor** $a_3 = 1,2 \dots 1,5$.

Het produkt van de drie genoemde factoren is de **bedrijfstoeslagfactor** $a = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3$, waarmee dus de nominale belasting wordt vermenigvuldigd ter vaststelling van de bedrijfsbelasting. Met de bedrijfsbelasting worden de afmetingen van machineonderdelen gecontroleerd.

1.5 Ontwerpberekening

Vorm en afmetingen van een onderdeel liggen in het ontwerp-stadium nog niet vast. De toelaatbare spanning voor een bepaalde doorsnede hangt behalve van het belastingspatroon (spanningsverloop) ook af van de vormgeving en oppervlakteruimte ter plaatse. Daarom gebeurt de ontwerpberekening op globale wijze; er wordt van voorlopige, veilige **ontwerpspanningswaarden** (zie tabel 1.5 van § 1.13) gebruik gemaakt. Uitgegaan wordt van de **nominale belasting** (kracht of koppel); deze wordt uit de ontwerpgegevens (vermogen, toerental) bepaald.

Met de betrekkingen uit de elementaire elasticiteitsleer worden uit de nominale belasting en **ontwerpspanning** voorlopige onderdeel-afmetingen bepaald.

Voor **trek** en **druk** is de nominale normaalspanning $\sigma = F/A$, hierin is A het oppervlak van de normaaldoorsnede dat weerstand biedt aan de normaalkracht F ; σ_t en σ_d zijn resp. gemiddelde trek- en drukspanning.

Voor **afschuiving** is de gemiddelde schuifspanning $\tau = F/A$, hierin is A het oppervlak van de doorsnede dat weerstand biedt aan de afschuifkracht F .

Voor **buiging** is de nominale buigspanning $\sigma_b = M_b/W_b$, hierin is W_b het weerstandsmoment tegen buiging van de normaaldoorsnede dat weerstand biedt aan het inwendig buigend moment M_b .

Voor een rechthoekige doorsnede met hoogte h en breedte b is $W_b = \frac{1}{6} b \cdot h^2$.

Voor een cirkelvormige, massieve doorsnede met middellijn d is $W_b = \frac{\pi}{32} d^3 \approx 0,1 d^3$.

Voor **wringing** is de nominale wringspanning $\tau_w = M_w/W_w$; hierin is W_w het weerstandsmoment tegen wringing van de normaaldoorsnede dat weerstand biedt aan het inwendig wringend moment M_w .

Voor een cirkelvormige, massieve doorsnede met middellijn d is $W_w = \frac{\pi}{16} d^3 \approx 0,2 d^3$.

Bij een combinatie van spanningen wordt in dit boek voor **staal** de samengestelde spanningsberekening volgens **Huber en Hencky** aangehouden. In dergelijke gevallen bepaalt men een **ideële** (denkbeeldige of vergelijkings-) **normaalspanning**, die even gevaarlijk is als de combinatie van de aanwezige spanningen. Voor de combinatie van twee loodrecht op elkaar staande normaalspanningen geeft dit

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_{max}^2 + \sigma_{min}^2 - \sigma_{max} \cdot \sigma_{min}}$$

Indien één van de normaalspanningen een drukspanning is, dient deze onder de wortelvorm negatief te worden ingevuld.

Voor de combinatie van een normaalspanning σ en een schuifspanning τ geeft de samengestelde spanningsberekening $\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$.

Het op deze wijze gedimensioneerde onderdeel moet op sterkte worden gecontroleerd. Daartoe wordt nu ingegaan op de sterkte-bepaling voor constructiemateriaal.

1.6 Trekkromme

Wanneer men bijv. een **stalen** proefstaaf op trek belast treedt verlenging op. Meet men nu telkens de trekspanning (berekend op de oorspronkelijke mate-

riaaldoorsnede) en de daarbij behorende rek (de verhouding van de verlenging en de oorspronkelijke meetlengte), dan kan men de resultaten verenigen in een zgn. spanning-rekdiagram (fig. 1.12).

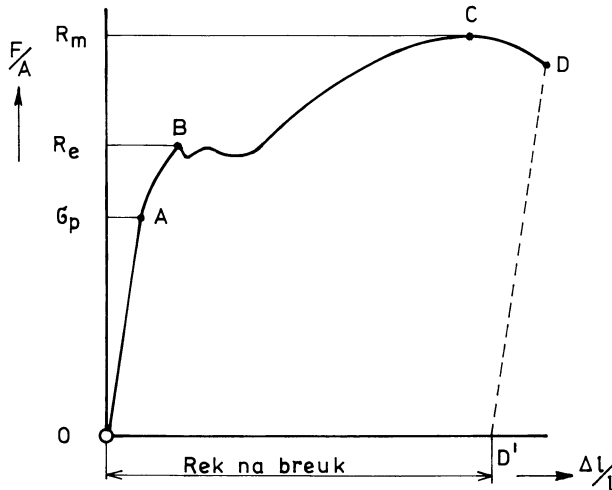


Fig. 1.12. Spanning-rekdiagram voor staal met laag koolstofgehalte

Hieruit blijkt, dat van O tot A de rek zeer klein en evenredig is met de spanning. De spanning bij A noemt men daarom evenredigheids- of proportionaliteitsgrens, aangeduid met σ_p . Tot punt A kan men de waarde van de rek berekenen met de **wet van Hooke** $\varepsilon = \sigma/E$; daarin is E de **elasticiteitsmodulus** en ε de rek of specifieke verlenging $\Delta l/l$.

Voor staal is $E = 210000 \text{ N/mm}^2$. Is de spanning bij A bijv. 210 N/mm^2 , dan wordt $\varepsilon = 0,001$ of $0,1\%$; d.w.z., als de oorspronkelijke lengte 1000 mm was, dan is de verlenging $\Delta l = 0,001 \times 1000 = 1 \text{ mm}$. De lijn OA moet dus bijna samenvallen met de verticale as van het diagram; ter verduidelijking is in deze figuur OA zichtbaar te schuin getekend.

Boven σ_p neemt de verlenging meer dan evenredig toe; wanneer men de staaf ontlast, zal de (elastische) rek geheel verdwijnen. Er treedt dan nog geen blijvende (plastische) rek op. Dit wordt anders als men de belasting verder opvoert tot boven de elasticiteitsgrens die bijna samenvalt met σ_p . Dan treedt zowel elastische als plastische rek op.

Vloeien treedt bij hogere belasting alleen bij staal met een laag koolstofgehalte op (zie fig. 1.12); onder de vloeigrens R_e verstaat men de spanning die bij punt B optreedt. Voor materialen is algemeen het begrip **rekgrens** (R_e) ingevoerd; hieronder verstaat men de spanning waarbij de blijvende rek $0,2\%$ bedraagt, daarom ook wel aangeduid met $R_{0,2}$ ($0,2\%$ -rekgrens). In punt C wordt de **treksterkte** R_m bereikt.

Om de geschiktheid van een materiaal voor een bepaald doel te kunnen beoordelen, moet men in de eerste plaats over de waarden van de rekgrens, de

treksterkte en de rek beschikken. De laatstbedoelde waarde is een maat voor de taatheid.

Voor buiging en wringing zijn ook vervormingsdiagrammen op te stellen.

1.7 Spanningsveranderingen

Bij het belasten van machineonderdelen kunnen materiaalspanningen constant of periodiek veranderende waarden hebben. Hierbij zijn vier typische spanningsgevallen te onderscheiden (zie fig. 1.13).

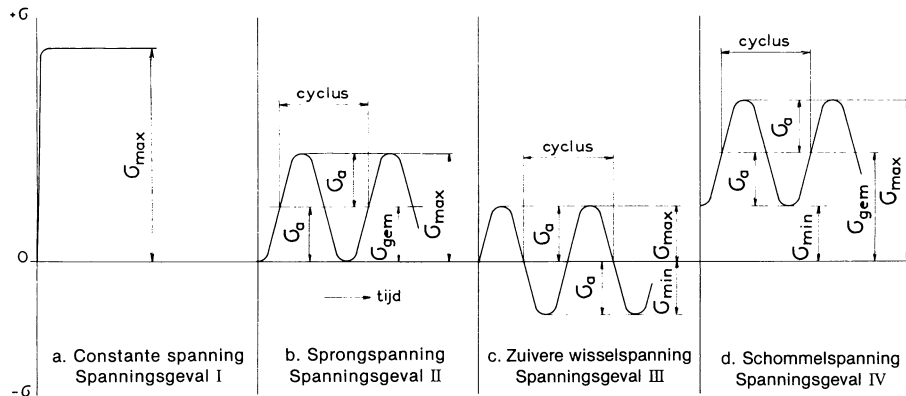


Fig. 1.13. Spanningsgevallen

Spanningsgeval I: de spanning neemt bij het aanbrengen van de belasting toe vanaf de waarde nul tot een grootste waarde σ_{max} en blijft daarna constant (zie fig. 1.13a).

We spreken van **constante spanning**.

Spanningsgeval II: de spanning schommelt na het aanbrengen van de belasting tussen de waarde nul en een grootste waarde σ_{max} (zie fig. 1.13b).

We spreken van **sprongspanning**.

Spanningsgeval III: de spanning schommelt na het aanbrengen van de belasting om de waarde nul tussen een positieve waarde σ_{max} en een negatieve waarde σ_{min} (zie fig. 1.13c).

Er is van **zuivere wisselspanning** sprake.

Spanningsgeval IV: de spanning schommelt na het aanbrengen van de belasting tussen de waarden σ_{max} en σ_{min} (zie fig. 1.13d).

Er is van **schommelspanning** sprake.

Om een overzicht van de gevallen I t/m IV te verkrijgen, definiëren wij de **spanningsverhouding** $s = \sigma_{gem}/\sigma_{max}$.

Bij het algemene spanningsgeval (schommelspanning) is de **gemiddelde spanning** $\sigma_{gem} = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min})$ en de **spanningsamplitude** of **rimpelspanning**:

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min})$$

Voor constante spanning geldt $s = 1$,
 voor sprongspanning $s = \frac{1}{2}$, want $\sigma_{gem} = \frac{1}{2}\sigma_{max} (= \sigma_a)$
 voor zuivere wisselspanning $s = 0$, want $\sigma_{gem} = 0$.

Machineonderdelen waarvan de materiaalspanningen onder belasting periodiek veranderen heten **dynamisch belast**. Dit komt vanzelfsprekend voor bij machineonderdelen met periodiek veranderende belastingen, maar het komt ook voor bij constante belastingen. Bekende voorbeelden zijn de draag- en de transmissieassen, zie hfdst. 6. Bij beide soorten van assen treedt, onder **constante wringbelasting** door de rotatie van de assen, draaiende buiging op, dus zuivere buigwisselspanning en dit is een vorm van spanningsgeval III.

1.7.1 Vermoeiing

Om een onderdeel tegen breuk veilig te stellen moet echter ook het spanningsverloop in de tijd bekend zijn. Want bij **dynamisch** belaste machineonderdelen kan breuk optreden bij een veel lagere spanning dan de rekgrens. Dergelijke breuken gaan gepaard met scheurvorming echter zonder voorafgaande vervorming. Dit verschijnsel kreeg de naam **vermoeiing**, hetgeen enigszins misleidend is, daar er in het metaal door de periodiek veranderde spanningen defecten ontstaan die blijvend zijn en niet door een rustpauze weer zouden kunnen verdwijnen.

1.7.2 De wöhlerkromme

De **vermoeiingssterkten** van staal zijn verkregen door gepolijste staven met een middellijn van 6,5 tot 15 mm aan sinusvormige spanningsveranderingen te onderwerpen totdat breuk optrad. Een van de eerste personen die vermoeiingsverschijnselen bestudeerde door een staaf op draaiende buiging te belasten was Wöhler. Het bleek dat het aantal spanningscycli waarna breuk optreedt, sterk afhankelijk is van de grootte en in enige mate van de frequentie (toerental van de as) van de spanningsverandering. De resultaten van een serie vermoeiingsproeven zijn in fig. 1.14 verwerkt tot een zogenaamde **wöhler- of vermoeiingskromme**. Langs de horizontale as is op logaritmische schaalverdeling het aantal spanningscycli tot het moment van breken uitgezet en langs de verticale as is op een

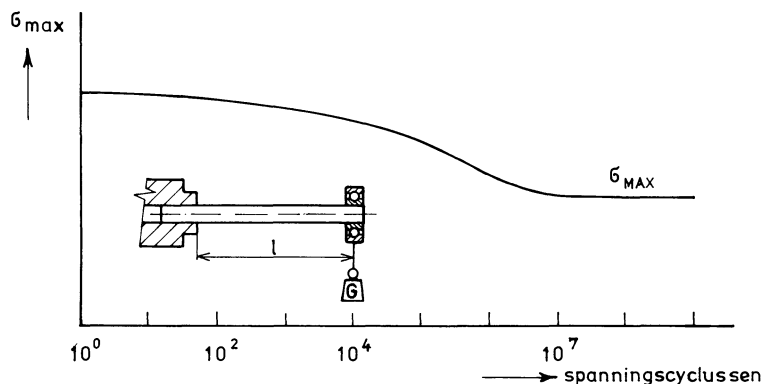


Fig. 1.14. Wöhlerkromme

lineaire schaalverdeling de hoogste waarde σ_{max} van de variërende spanning uitgezet.

Aangezien zich een *spreiding* in de proefresultaten voordoet, heeft de wöhlerkromme eigenlijk een *bandbreedte*.

Het horizontale stuk in de wöhlerkromme voor staal begint bij circa 10 miljoen spanningscycli; dit stuk geeft de spanningsverandering waarvan de maximumspanning σ_{max} de **vermoeiingssterkte** wordt genoemd. De zogenaamde **duursterkte** blijkt voor staal $(0,4-0,6)R_m$ te bedragen. Spanningsveranderingen met lagere maximumspanningen kunnen duurzaam verdragen worden. Behalve voor buiging zijn er ook vermoeiingsproeven voor trek, druk en wringing uitgevoerd. Bij zuivere wisselende spanning zijn de vermoeiingssterkten voor deze drie gevallen gelijk aan de grootste spanningsamplituden van de spanningsveranderingen, die duurzaam verdragen kunnen worden.

Deze spanningen worden de *wisselsterkte* σ_w genoemd en wel de *buigwisselsterkte* σ_{bw} , de *trekwisselsterkte* σ_{tw} en de *wringwisselsterkte* τ_{ww} . Hierbij is steeds als index een kleine letter voor de spanning en een grote letter voor de sterkte gebruikt.

Bij **sprongspanning**, de spanningsverandering varieert dan tussen nul en tweemaal de spanningsamplitude als maximumspanning, worden de vermoeiings-

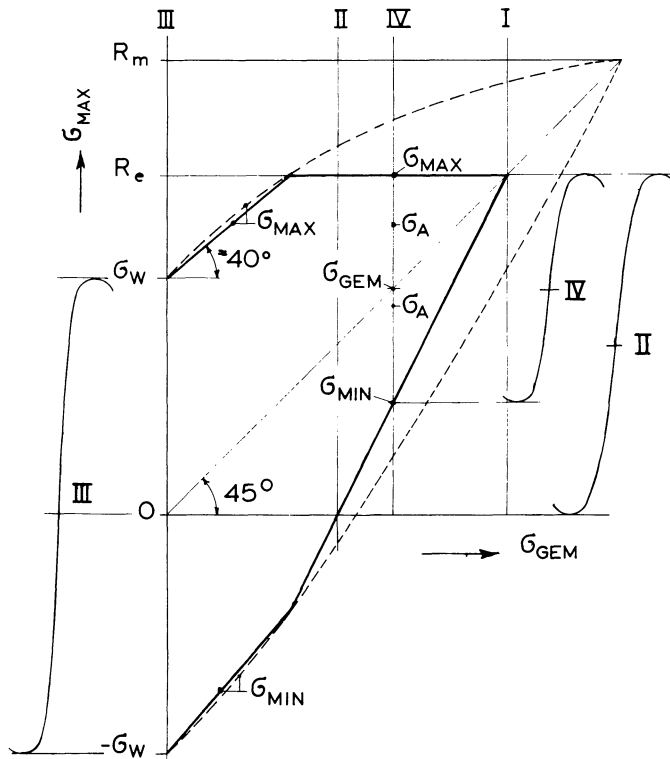


Fig. 1.15. Smith-vermoeiingsdiagram

sterkten voor deze drie gevallen de **sprongsterkte** σ_S genoemd en wel de buig-sprongsterkte σ_{bS} , de treksprongsterkte σ_{tS} en de wringsprongsterkte τ_{wS} .

1.7.3 Het smith-vermoeingsdiagram

De resultaten van series vermoeingsproeven van een materiaal zijn op verschillende manieren in diagrammen weer te geven. Een veel gebruikt diagram bij het werktuigbouwkundig construeren is het naar de auteur genoemde smith-vermoeingsdiagram, fig. 1.15.

Dit vermoeingsdiagram wordt verkregen als voor elke gemiddelde spanning de spanningsamplitude wordt uitgezet die het materiaal daarbij nog duurzaam kan verdragen.

De bovenzijde van het diagram moet om blijvende vervorming te voorkomen tot R_e worden beperkt (zie hoofdstuk 6 voor smith-diagrammen van enkele staalkwaliteiten).

Opm: In het gebied van het smith-diagram tussen III en II treedt "niet zuivere wisselspanning" op.

1.7.4 Vergelijking van proefstaaf en machineonderdeel

De spanning die een **proefstaaf** duurzaam kan verdragen is uit het smith-diagram af te leiden.

Het **machineonderdeel**, hoewel uit hetzelfde materiaal vervaardigd, verschilt in het algemeen in drie opzichten met de proefstaaf:

- vormgeving of doorsnede-verloop; er is veelal sprake van diameterovergangen bij assen of van "kerven", die vermoeiing in de hand werken.
- doorsnede-afmetingen; gebleken is dat de grootte van de onderhavige doorsnede ook van invloed op de vermoeiing is.
- oppervlakte-ruwheid; dit is in wezen een vorm van een groot aantal zeer kleine kerven.

Door middel van correctie-factoren kan met de genoemde verschillen rekening worden gehouden. Deze factoren α , β , C_g en C_o worden in de volgende paragrafen behandeld.

1.8 Spanningsverdeling, vormfactor, kerfgevoeligheid en kerffactor

De spanningsverdeling in belaste werktuigonderdelen is afhankelijk van de constructieve vorm van het onderdeel. De constructieve vorm is een gevolg van het aanbrengen van noodzakelijke veranderingen (**constructieve kerven**) in de doorsneden van het onderdeel. Deze constructieve kerven, zoals verdikkingen, groeven, randen, sleuven, gaten, uithollingen en inkepingen veroorzaken ter plaatse hogere spanningen (**spanningsconcentraties**).

De invloed van die kerven op de spanningsverdeling noemt men **kerfwerking**. In fig. 1.16 is voor trekstaven met verschillende kerven de kerfwerking verduidelijkt met z.g. krachtlijnen. Naarmate de onderlinge afstand tussen de **krachtlijnen** afneemt en als deze sterk gebogen zijn, neemt de spanning plaatselijk toe, hetgeen het geval is nabij de kerven. (De plaatselijke spanningsconcentraties kunnen m.b.v. foto-elastisch onderzoek zichtbaar gemaakt worden).

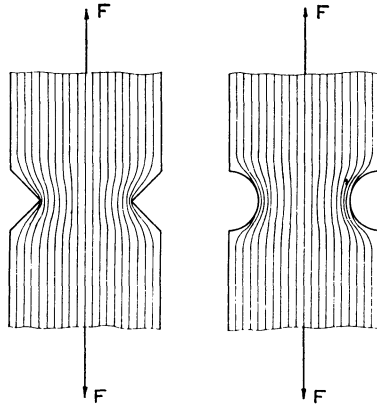


Fig. 1.16. Krachlijnen bij trekstaven met verschillende kerwen

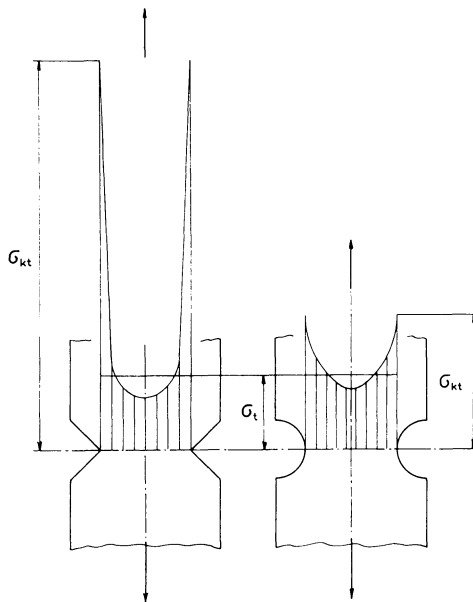


Fig. 1.17. Spanningsverdeling bij trekstaven met verschillende kerwen

In fig. 1.17 zijn de spanningsverdelingen in de verkleinde dwarsdoorsneden van beide trekstaven weergegeven. Hieruit blijkt duidelijk de invloed van de vorm van de kerf op de spanningsverdeling. De **vormfactor** α_k van de kerf is de verhouding tussen de maximale spanning en de volgens de elementaire elasticiteitsleer berekende nominale spanning in de verkleinde dwarsdoorsnede van de staaf; dus $\alpha_k = \sigma_k / \sigma$. De vormfactoren zijn verschillend voor trek α_{kt} , voor buiging α_{kb} en voor wringing α_{kw} .

Bij de definitie van de vormfactor α_k is slechts rekening gehouden met de vorm

van de kerf. De waarde α_k is te beschouwen als een uiterste waarde. Naarmate de structuur van het materiaal minder homogeen is, blijkt de kerfgevoeligheid af te nemen. Zo is de nadelige invloed van een kerf op de sterkte van een onderdeel bestaande uit grijs gietijzer veel geringer dan voor een stalen onderdeel.

Als voorbeelden van de invloed van een kerf in stalen voorwerpen zijn nog de figuren 1.18, 1.19 en 1.20 afgebeeld.

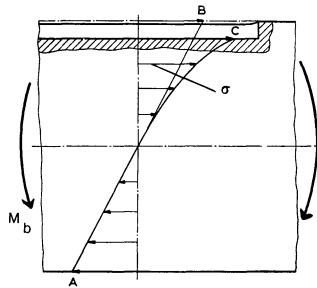


Fig. 1.18. Verloop van de buigspanning in een as zonder en met sleuf

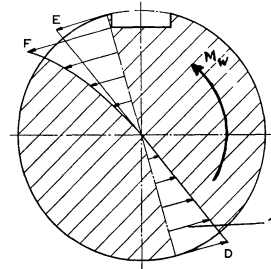


Fig. 1.19. Verloop van de wringspanning in een as zonder en met sleuf

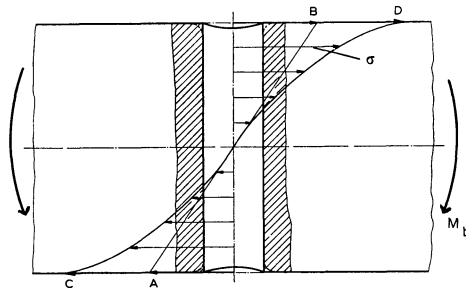


Fig. 1.20. Verloop van de buigspanning in een as met dwarsboring, AB zonder, CD met dwarsboring

De invloed van de structuur en de vorm op de vermoeiingssterkte van materialen wordt op verschillende manieren in wat men noemt **kerfactoren** verwerkt. Wij beperken ons tot de tot nu toe bekende kerfactoren, die de verhouding weergeven van de wisselsterkte σ_w van een gladde staaf tot de wisselsterkte σ_{wk} van een gekerfde staaf met dezelfde middellijn en op dezelfde wijze belast, dus $\beta_k = \sigma_w / \sigma_{wk}$. Door van de vermoeiingssterkten uit te gaan, is de kerffactor β_k mede afhankelijk van de structuur van het materiaal en heeft uiteraard alleen betrekking op dynamisch belaste onderdelen.

Zie voor de gegevens voor de waarde van β_k hoofdstuk 6 (Assen) en de daar genoemde literatuur.

1.9 De oppervlaktefactor C_o

De constructiekerven in assen, tappen en pennen veroorzaken, zoals reeds is opgemerkt, plaatselijk spanningsconcentraties, waardoor in het buitenoppervlak van het materiaal scheuren kunnen ontstaan, die een vermoeiingsbreuk kunnen inleiden. Zo zijn de bewerkingsgroeven van verspanende bewerkingen en de oneffenheden van walsen, smeden en gieten, in het buitenoppervlak van machineonderdelen op te vatten als constructiekerven, die bij belasting kerfspanningen veroorzaken, waardoor de vermoeiingssterkte afneemt. Deze vermindering van de vermoeiingssterkte wordt uitgedrukt in de **oppervlaktefactor** C_o , die de verhouding weergeeft tussen de wisselsterkte van een bewerkte staaf met een bepaalde oppervlakteruwheid en de wisselsterkte van een gepolijste staaf. Dus $C_o \leq 1$.

In fig. 1.21 zijn de oppervlaktefactoren C_o afhankelijk van de treksterkte van het staal en de oppervlakteruwheid, hier niet uitgedrukt in de gemiddelde ruwheidshoogte, maar in de maximale ruwheidshoogte of groefdiepte, af te lezen. De invloed van de oppervlakteruwheid op de sterkte is blijkens proefresultaten voor trek, buiging en wringing, ongeveer even groot.

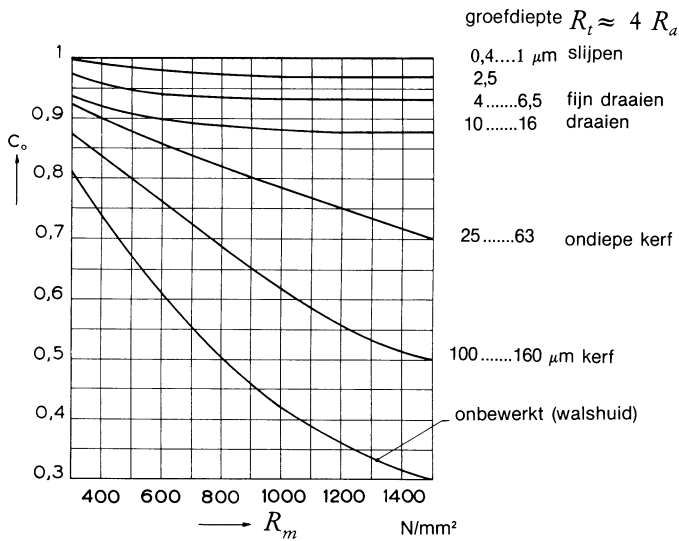


Fig. 1.21. De oppervlaktefactor C_o

1.10 De groottefactor C_g

Bij buig- en wringproeven blijkt de vermoeiingssterkte van staal bij grotere afmetingen van het werkstuk af te nemen. Deze vermindering van de vermoeiingssterkte bij grotere werkstukmiddellijn wordt uitgedrukt in de **groottefactor** C_g .

De groottefactor C_g is de verhouding tussen de wisselsterkte van een proefstaaf met gelijke middellijn als die van het werkstuk en de wisselsterkte van een proefstaaf van ongeveer 10 mm middellijn.

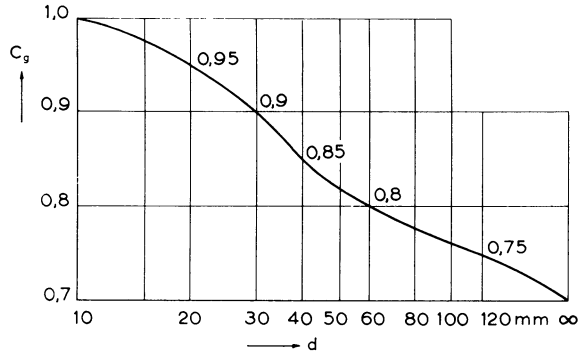


Fig. 1.22. De groottefactor C_g

In fig. 1.22 is de groottefactor C_g afhankelijk van de middellijn zowel voor buiging als voor wringing af te lezen.

Bij de eerder genoemde proeven heeft de spanning aan de buitenzijde van het materiaal de hoogste waarde; de spanning neemt tot in het midden af tot nul, zie fig. 1.18 t/m 1.20. In dergelijke situaties kan het materiaal dat aan het oppervlak gelegen is, de vloeispanning bereiken, maar vloeien is niet mogelijk omdat het materiaal dat direct onder het oppervlak is gelegen, die spanningswaarde niet heeft en daardoor weerstand biedt om in evenredigheid mee te vervormen. Men spreekt van het "steuneffect" ten gevolge van een spanningsgradiënt. Een dunne staaf heeft bij gelijke spanning in het oppervlakte-materiaal een sterker spanningsverloop, dus een hogere waarde van de spanningsgradiënt $d\sigma/dr$. Daardoor heeft de dunne staaf door het sterkere steuneffect een hogere vermoeiingssterkte.

Uit deze verklaring volgt dat voor trek/drukbelasting geen steuneffect optreedt; de groottefactor is dan 1. Het steuneffect speelt wèl een rol bij trek/drukbelasting van een gekerfd onderdeel; fig. 1.17 laat zien dat dan wel degelijk een spanningsverloop aanwezig is en dus ook een steuneffect.

1.11 Vereiste veiligheidsfactor bij vermoeiingsbelasting

De materiaalsterkte die uit het smith-vermoeiingsdiagram volgt bijv. σ_{bS} is de uiterste waarde die voor het proefstaafmateriaal werd vastgesteld. Voor het machineonderdeel wordt de vermoeiingssterkte hieruit bepaald m.b.v. β_k , C_o en C_g . De toelaatbare spanning moet veilig onder de nu gevonden waarde worden gekozen. De veiligheid \bar{v} is vereist, omdat alle vier factoren β_{kb} , C_o , C_g en σ_{bS} op basis van proeven zijn bepaald. In verband met spreiding in meetresultaten houdt elk der factoren enige onzekerheid in. De waarde van \bar{v} hangt van de spanningsverhouding $s = \sigma_{gem}/\sigma_{max}$ en de veelvuldigheidsfactor V af.

$$V = \frac{\text{aantal vollasturen tijdens bedrijf}}{\text{aantal bedrijfsuren}}$$

De vereiste veiligheid \bar{v} volgt dan uit de grafiek, fig. 1.23.

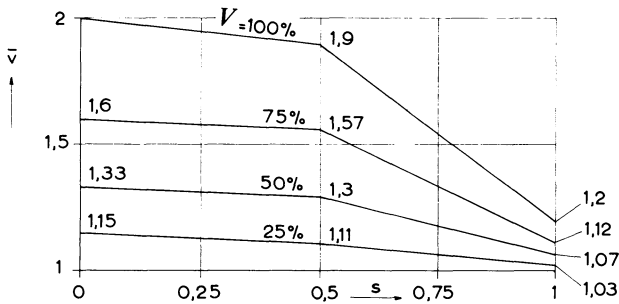


Fig. 1.23. De vereiste veiligheid als functie van de spanningsverhouding s en de veelvuldigheidsfactor V

1.12 Toelaatbare spanning in een machineonderdeel

De correctie van de in het smith-diagram afgelezen materiaalsterkte vindt plaats als volgt:

Toelaatbare spanning = $\frac{C_o \cdot C_g}{\bar{v} \cdot \beta_k}$ \times materiaalsterkte (volgens smith-diagram)
in machineonderdeel

bijv.:
$$\sigma_{bSm} = \frac{C_o \cdot C_g}{\bar{v} \cdot \beta_{kb}} \times \sigma_{bs}$$

1.13 Sterktecontrole-berekening voor onderdeel bij vermoeiingsbelasting

Eerst wordt een globale ontwerpberekening gemaakt; we maken daarbij gebruik van tabel 1.5, waarin **ontwerpspanningen** staan. Tabel 1.5 geeft voorlopige, lage ontwerpspanningswaarden tussen twee grenzen op; de gegeven waarden nemen af naarmate de spanning meer varieert. Uit deze tendens is af te leiden dat voor een schommelspanning een waarde liggend tussen I en II kan worden gekozen. Zo kan voor niet-zuivere wisselspanning een waarde tussen II en III worden geschat om **ontwerpafmetingen** te bepalen.

De door de ontwerpgegevens en tabel 1.5 bepaalde vorm en afmetingen moeten gecontroleerd worden. Daartoe worden **correctiefactoren** β_k , C_o en C_g ingevoerd; verder wordt de **vereiste veiligheid** \bar{v} uit de verwachte bedrijfsomstandigheden afgeleid. Met behulp van deze gegevens wordt de **toelaatbare spanning** volgens § 1.12 berekend. De optredende spanning wordt uit de **bedrijfsbelasting** bepaald; de bedrijfsbelasting is zoals in § 1.4 vermeld $a \times$ de **nominale belasting**. De optredende spanning moet uiteraard lager dan de toelaatbare spanning zijn; in dat geval is bereikt dat de veiligheid v hoger dan de vereiste veiligheid \bar{v} is.

Tabel 1.5 Ontwerpspanningen in N/mm² volgens C. Bach

Spanningsgeval		Fe 490		Fe 590		Fe 690		GST 375		GG 150	
		van	tot	van	tot	van	tot	van	tot	van	tot
trek $\bar{\sigma}_t$	I	120	180	150	210	180	240	60	120	25	35
	II	80	120	100	140	120	160	40	80	15	25
	III	40	60	50	70	60	80	20	40	–	10
druk $\bar{\sigma}_d$	I	120	180	150	210	180	240	90	150	70	100
	II	80	120	100	140	120	160	60	100	55	65
buiging $\bar{\sigma}_b$	I	120	180	150	210	180	240	70	120		
	II	80	120	100	140	120	160	50	80		
	III	40	60	50	70	60	80	20	40		
afschuiving $\bar{\tau}$	I	95	145	120	160	145	190	35	70		
	II	65	95	80	110	95	130	20	50		
	III	30	50	40	55	50	65	10	25		
wringing $\bar{\tau}_w$	I	65	105	85	120	105	140				
	II	45	70	55	80	70	90				
	III	20	35	25	40	35	45				

Hierin zijn: I: constante belasting, II: sprongbelasting, III: wisselende belasting

Voorbeeld 1.2. Op een as uit Fe 490 wordt een tandwiel door middel van een krimpverbinding bevestigd. De passing van de naaf met de as is H7/s6; ruwheid $R_a = 1 \mu\text{m}$.

De as wordt ter plaatse van de verbinding door een zuiver wisselend wringend moment van nominaal $5000 \text{ N} \cdot \text{m}$ belast.

De veelvuldigheidsfactor bedraagt $V = 75\%$.

a. Ontwerpberekening:

Uit $\tau_w = M_w/W_w \leq \bar{\tau}_w$, met $\bar{\tau}_w = 25 \text{ N/mm}^2$ uit de ontwerpspanningstabel volgt: $0,2 d^3 \geq 5 \times 10^6/25$, zodat $d \geq 100 \text{ mm}$. Kies voorlopig $d = 100 \text{ mm}$.

b. Controle-berekening:

Met een bedrijfsfactor $a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 = a = 1,7$ wordt het bedrijfs moment $8500 \text{ N} \cdot \text{m}$ waardoor

$$0,2 d^3 \geq 8,5 \times 10^6 / \bar{\tau}_{wW_m}, \text{ waarin } \bar{\tau}_{wW_m} = \frac{C_o \cdot C_g}{\bar{v} \cdot \beta_{kw}} \cdot \tau_{wW}$$

De hierin voorkomende grootheden vinden we als volgt:

C_o	— (aflezen voor Fe 490 en $R_t = 4 \mu\text{m}$)	= 0,95
C_g	— (aflezen voor $d = 100 \text{ mm}$)	= 0,76
\bar{v}	— (zie fig. 1.23)	= 1,6
β_{kw}	— (zie tabel 6.1 hoofdstuk 6, Assen)	= 1,4
τ_{wW}	— (zie smith-diagram voor Fe 490)	= 140 N/mm^2

Hieruit volgt dat

$$\bar{\tau}_{wW_m} = \frac{0,95 \times 0,76}{1,6 \times 1,4} \times 140 = 45,2 \text{ N/mm}^2, \text{ zodat } d \geq 98 \text{ mm.}$$

De ontwerpdiameter $d = 100 \text{ mm}$ blijkt te voldoen. We kunnen ook de optredende wringspanning controleren. Deze is: $\tau_w = 8,5 \times 10^6 / 0,2 \times 100^3 = 42,5 \text{ N/mm}^2$, welke waarde kleiner is dan de toelaatbare wringspanning $\bar{\tau}_{wW_m} = 45,2 \text{ N/mm}^2$.

De veiligheid bedraagt dus $1,6 \times 45,2 / 42,5 = 1,7$, welke groter is dan de vereiste veiligheid $\bar{v} = 1,6$.

Opm: Voor andere rekenvoorbeelden zie hoofdstuk 6.

1.14 Literatuur

- Decker, K. H. *Machinenelemente*, München, Hanser Verlag, 1990.
 Hänchen, R. *Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau*, München, Hanser Verlag, 1967.
 Niemann, G. en Winter, H. *Machinenelementen Band I*, 2^e Auflage, Berlin, Springer Verlag, 1983.
 Sohler, J. J. *Lengtemeettechniek voor de werktuigbouw*, E.P.N., Houten 1985.
 Shigley, J. E. en Mitchell, L. D. *Mechanical Engineering Design*, N.Y., Mc-Grawhill, 1988.
 Kronenburg, H. H. van den, *Methodisch ontwerpen*, Educaboek 1992.
Beknopte staalkennis, Brochure 102, Staalcentrum Nederland.
Normen voor de werktuigbouwkunde, NEN-bundel 1.
Normen voor staal en staalproducten, NEN-bundel 3, Staalbouwkundig genootschap.
NEN-ISO 9000 t/m 9004, Uitgave NNI Delft.
Praktijkboek EG-Machinerichtlijnen, ISBN 90-71694-22-4, Ten Hage & Stam.

1.15 Woordenlijst

Nederlands:	Engels:	Frans:	Duits:
elasticiteitsgrens	elastic limit	limite élastique	Elastizitätsgrenze
elasticiteitsmodulus	modulus of elasticity	coefficient d'élasticité	Elastizitätsmodulus
proportionaliteitsgrens	proportional limit	limite de proportionnalité	Gleichmassgrenze
rek	elongation	allongement	Dehnung
rekgrens	yield point	limite d'étirage	Streckgrenze
vloei grens	limit of strain	limite d'écoulement	Fließgrenze
ruwheid	roughness	rugosité	Rauheit
verlenging	extension	élongation	Verlängerung
vermoeiing	fatigue	fatigue	Ermüdung
vermoeiingsbreuk	fatigue fracture	rupture par fatigue	Ermüdungsbruch
vermoeiingsgrens	fatigue limit	limite de fatigue	Dauerschwingfestigkeit
vermoeiingsproef	fatigue test	essai de resistance	Dauerfestigkeitsversuch
vermoeiingsverschijnsel	fatigue phenomenon	phénomène de fatigue	Ermüdungserscheinung
passing	fitting	ajustement	Passung
veiligheidsfactor	safety factor	factor de securité	Sicherheit