

Generische benadering voor de energiekarakterisatie en -evaluatie van werktuigmachines

Jochen Cobbaert
Dries Vandezande

Thesis voorgedragen tot het behalen
van de graad van Master of Science
in de ingenieurswetenschappen:
werktuigkunde

Promotoren:

Prof. dr. ir. Bert Lauwers
Prof. dr. ir. Joost Duflou

Assessoren:

Prof. dr. ir. Wim Dewulf
Prof. dr. ir. Ward Heylen

Begeleider:

Ing. Yansong Guo

Academiejaar 2012 - 2013

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de promotor(en) als de auteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen tot of informatie i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, wendt u tot de KU Leuven, Faculteit Ingenieurswetenschappen - Kasteelpark Arenberg 1, B-3001 Heverlee (België). Telefoon +32-16-32 13 50 & Fax. +32-16-32 19 88.

Voorafgaande schriftelijke toestemming van de promotor(en) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in dit afstudeerwerk beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut en voor de inzending van deze publicatie ter deelname aan wetenschappelijke prijzen of wedstrijden.

Voorwoord

Graag leiden wij deze masterproef in met enkele woorden van dank. Doorheen deze masterproef hebben wij naast heel wat kennis ook heel wat sociale vaardigheden opgedaan. Hierbij blikken wij graag terug op een mooi staaltje groepswork. De gezamenlijke interesse maakte het heel wat eenvoudiger elkaar te overtuigen om nog eens 'een avondje Mori Seiki' in te plannen.

Verder danken wij graag promotor Prof. dr. ir. Bert Lauwers en begeleider Ing. Yansong Guo voor de zeer vlotte opvolging en ondersteuning gedurende de uitvoering van deze masterproef. Daarnaast danken wij ook co-promotor Prof. dr. ir. Joost Duflou voor de verbredende blik. Hierbij danken wij ook de KU Leuven in samenwerking met MTTRF (Machine Tool Technologies Research Foundation) voor het ter beschikking stellen van het compleetbewerkingscentrum Mori Seiki NL2000Y/500.

Naast deze ondersteunende begeleiding danken wij ook nog graag onze collega-studenten voor de meer ontspannende momenten gedurende onze gehele opleiding.

Als laatste danken wij onze vriendin, ouders en vrienden voor de dikwijls doorzettende steun gedurende deze opleiding.

*Jochen Cobbaert
Dries Vandezande*

Inhoudsopgave

Voorwoord	iii
Inhoudsopgave.....	v
Samenvatting.....	vii
Lijst van figuren, tabellen en grafieken	ix
Lijst van figuren	ix
Lijst van tabellen.....	x
Lijst van grafieken	xi
Lijst van afkortingen en symbolen	xiii
Hoofdstuk 1: Inleiding.....	1
Hoofdstuk 2: Literatuurstudie	3
2.1. Energieverbruik bij het draaien	4
2.1.1 Eerste benadering.....	4
2.1.2 Tweede benadering.....	6
2.2. Energieverbruik bij het boren	8
2.3. Energieverbruik bij het frezen.....	8
2.3.1 Statistische/experimentele benaderingen	9
2.3.2 Softwarematige benaderingen	11
2.3.3 Invloed van het gereedschap	14
2.4. Invloed van de afwerking van producten in de automobiellndustrie	14
2.5. Werkvoorbereiding	15
Hoofdstuk 3: Omkadering.....	17
3.1. De werktuigmachine.....	17
3.2. Energieverbruik verspaningsprocessen	19
3.2.1 Draaien	19
3.2.2 Frezen	20
3.2.3 Boren	21
Hoofdstuk 4: Opstellen van nieuw model volgens Guo et al.	23

4.1. Opstellen van de experimenten	23
4.2. Metingen	25
4.2.1 Toegepaste meetstrategie	25
4.2.2 Thermische randvoorwaarde	26
4.3. Bepalen van het energiemodel	26
4.4. Besluit	31
Hoofdstuk 5: Generische methode voor de karakterisatie van het variabel energieverbruik	33
5.1. Constant energieverbruik	34
5.2. Verspaningsproces	34
5.3. Energieconsumerende componenten	34
5.3.1 Spil	35
5.3.2 Voedingsassen.....	59
5.3.3 Aangedreven gereedschap	67
5.4. Validatie.....	69
5.4.1 Draaien	70
5.4.2 Frezen	71
5.4.3 Boren	74
5.4.4 Versnellen en vertragen van de spil.....	75
5.5. Besluit	77
Hoofdstuk 6: Algemeen besluit.....	79
Appendices	81
Appendix A: Overzicht bijlagen op bijgevoegde CD-R	83
Bibliografie	85
Fiche Masterproef.....	87

Samenvatting

Deze masterproef start na een uitgebreide literatuurstudie met de toepassing van een gekende methode voor de karakterisatie van het energieverbruik van de werktuigmachine Mori Seiki NL2000Y/500. Deze werktuigmachine werd ter beschikking gesteld door de KU Leuven via MTTRF (Machine Tool Technologies Research Foundation). De toegepaste methode werd ontwikkeld door Guo et al. [1]. Deze methode levert aanvaardbare resultaten voor het langsdraaien van 17CrNiMo6 met bovenstaande werktuigmachine die zich steeds in thermische regimetoestand bevond.

De toegepaste methode is machine-, materiaal- en snijproces-afhankelijk. Vertrekkend vanuit dit nadeel is binnen deze masterproef een vernieuwende generische benadering voor het variabel energieverbruik van een werktuigmachine ontwikkeld. Hierbij wordt het energieverbruik van de aandrijvingen en het verspaningsproces onderscheiden en gekarakteriseerd voor een welbepaalde thermische toestand. Het variabel energieverbruik resulteert vervolgens uit de som van het energieverbruik van alle apart beschouwde factoren. De masterproef valideert deze werkwijze aan de hand van bewerkingen die mogelijk zijn op de ter beschikking gestelde werktuigmachine. Hieruit volgen veelbelovende resultaten.

Lijst van figuren, tabellen en grafieken

Lijst van figuren

Figuur 1: Procesvenster ter minimalisatie van de energetische voetafdruk bij het draaiproces.....	5
Figuur 2: Vermogenscurve met randvoorwaarden bij het draaiproces.....	5
Figuur 3: Theoretische specifieke energie (links) en experimentele specifieke energie (rechts) in functie van voedingsnelheid en snijsnelheid bij het boren	8
Figuur 4: Specifieke energie in functie van de freesparameters voor het niet-symmetrisch vlakfrezen van ATSi10Mg.....	11
Figuur 5: Softwarematige berekening van het energieverbruik bij het frezen - algemeen schema GREEM.....	12
Figuur 6: Specifieke energie nodig voor verschillende freesbewerkingen in aluminium (softwarematig voorspeld, gemeten, ecologisch mogelijk).....	13
Figuur 7: Structuur van simulatiesoftware voor de berekening van het energieverbruik bij frezen volgens Kong et al. [8].....	13
Figuur 8: Verandering in vermogensdichtheid ten gevolge van hogere precisie Daimler diesel motoren.....	15
Figuur 9: Voorbeeld van procesplanning.....	16
Figuur 10: Voorstelling Mori Seiki NL2000Y/500	18
Figuur 11: Procesparameters draaien.....	19
Figuur 12: Procesparameters frezen	20
Figuur 13: Procesparameters boren	21
Figuur 14: Meetstrategie voor het opstellen van het energiemodel volgens Guo et al. [1].....	25
Figuur 15: Afleiden van het model volgens Guo et al. [1].....	27
Figuur 16: Vermogensvloeï energieconsumerende componenten	35

Figuur 17: Meetprocedure energiekarakterisatie spil.....	36
Figuur 18: Twee stappen ter bepaling van het versnellingsprofiel van de spil	37
Figuur 19: Meetopstelling tachometer.....	37
Figuur 20: Meetopstelling offside	38
Figuur 21: Iteratieve procedure ter bepaling van de beginversnelling spil	39
Figuur 22: $t_{1\text{end}}$ deel 1 vertragingprofiel spil	46
Figuur 23:Opslag meetwaarden intern in vermogensmeter	50
Figuur 24: Onzekerheid overeenstemming tijdsbasis vermogensmeter en tachometer.....	52
Figuur 25: Schatting verloop rendement spilmotor in functie van de hoeksnelheid	55
Figuur 26: Hardware opstelling lineaire drives Mori Seiki NL2000Y/500.....	59
Figuur 27: BMT Mori Seiki NL2000Y/500.....	60
Figuur 28: Meetprocedure karakterisatie voedingsassen	61
Figuur 29: Weglengte lineaire Y-drive	64
Figuur 30: Snelheidsdriehoeken lineaire Y-drive.....	64
Figuur 31: Aangedreven gereedschap rond de X-as.....	67
Figuur 32: Aangedreven gereedschap rond de Z-as.....	68
Figuur 33: Foto validatie-experimenten kopfrezen in axiale richting	71
Figuur 34: Schets voorbereidende freesbewerking in axiale richting.....	72
Figuur 35: Foto validatie-experimenten kopfrezen in radiale richting.....	73
Figuur 36: Foto validatie-experimenten boren	74
Figuur 37: Experimentele bepaling van het energieverbruik bij het versnellen en vertragen van de spil.....	76

Lijst van tabellen

Tabel 1: Belangrijkste specificaties Mori Seiki NL2000Y/500.....	18
Tabel 2: Eerste resulterende coëfficiënten voor het SPE en TSE model voor 17CrNiMo6.....	28
Tabel 3: Finaal energiemodel volgens Guo et al. [1].....	29
Tabel 4: Verband pulsduur en hoeksnelheid.....	40

Tabel 5: Deel 1 versnellingsprofiel spil.....	42
Tabel 6: Deel 3 versnellingsprofiel spil.....	43
Tabel 7: Deel 1 vertragingprofiel spil.....	45
Tabel 8: Deel 3 vertragingprofiel spil.....	46
Tabel 9: Overeenstemmen meetwaarden vermogensmeter en tachometer.....	51
Tabel 10: Validatie van het toepassen van het generische model op het draaien	70
Tabel 11: Validatie van het toepassen van het generisch model op het kopfrezen in axiale richting	72
Tabel 12: Validatie van het toepassen van het generisch model op het kopfrezen in radiale richting	73
Tabel 13: Validatie van het toepassen van het generisch model op het boren met aangedreven spil	74
Tabel 14: Validatie van het toepassen van het generisch model op het boren met aangedreven gereedschap	75
Tabel 15: Validatie van het toepassen van het generisch model op het versnellen van de spil.....	77
Tabel 16: Validatie van het toepassen van het generisch model op het vertragen van de spil	77

Lijst van grafieken

Grafiek 1: Effect opwarming spil op spilvermogen.....	26
Grafiek 2: SPE en TSE in functie van snijsnelheid	30
Grafiek 3: SPE en TSE in functie van voedingssnelheid	30
Grafiek 4: Hoeksnelheid spil in functie van de pulsduur.....	40
Grafiek 5: Hoeksnelheid in functie van de tijd bij versnelling van de spil naar een bepaalde hoeksnelheid.....	41
Grafiek 6: Hoeksnelheid in functie van de tijd bij vertraging van de spil van een bepaalde hoeksnelheid tot 0 rad/s.....	44
Grafiek 7: Wrijvingsvermogen spil in functie van de hoeksnelheid voor verschillende werkstukinerties	48
Grafiek 8: Wrijvingsvermogen van de spil in functie van de hoeksnelheid, interpolatie door gecombineerde data.....	49

Grafiek 9: Mogelijke aandrijflijninerties.....	53
Grafiek 10: Invloed van de inertie van het werkstuk op de aandrijflijninertie	54
Grafiek 11: Bepaling van de aandrijflijninertie	55
Grafiek 12: Voedingsvermogen lineaire X-drive.....	62
Grafiek 13: Voedingsvermogen lineaire Y-drive.....	65
Grafiek 14: Voedingsvermogen lineaire Z-drive.....	67
Grafiek 15: Vermogen aangedreven gereedschap rond X-as en rond Z-as in functie van hoeksnelheid.....	68
Grafiek 16: Vermogen aangedreven gereedschap, interpolatie door gecombineerde data	69

Lijst van afkortingen en symbolen

E	Energie [J]
EPE	Embodied product energy [J]
DE	Directe energie [J]
IE	Indirecte energie [J]
TE	Theoretische energie [J]
AE	Hulpenergie [J]
E_{spec}	Specifieke energie [J]
SPE	Specifieke procesenergie [J]
SCE	Specifieke constante energie [J]
TSE	Totale specifieke energie [J]
SSE	Specifieke snijenergie [J]
PE	Primaire energie [J]
GWP	Global warming potential [-]
P	Vermogen [W]
P_{tot}	Totaal vermogen [W]
P_v	Variabel vermogen [W]
P_c	Constant vermogen [W]
P_s	Verspaningsvermogen [W]
P_{mach}	Machinevermogen [W]
P_{vc}	Constant aandeel van het variabel vermogen [W]
P_s	Vermogen vereist door het bewerkingsproces [W]
P_{co}	Vermogen vereist door hardware componenten van een werktuigmachine [W]

P_{vs}	Spilvermogen [W]
P_{vs_acc}	Spilvermogen tijdens het versnellen [W]
$P_{vs_\omega cte}$	Spilvermogen voor spil op constante hoeksnelheid [W]
P_{vs_rec}	Gerecupereerd spilvermogen [W]
P_{vt}	Vermogen voedingsassen (of voedingsvermogen) [W]
P_{vtx}	Voedingsvermogen lineaire X-drive [W]
P_{vty}	Voedingsvermogen lineaire Y-drive [W]
P_{vtz}	Voedingsvermogen lineaire Z-drive [W]
P_{vdt}	Vermogen aangedreven gereedschap [W]
P_w	Wrijvingsvermogen spil [W]
P_h	Conversieverliesvermogen [W]
$C_0, C_1, \alpha, \beta, \gamma, \varphi$	Coëfficiënten empirische energieformule Guo et al. [1]
R_a	Ruwheid [μm]
C, n, p, m	Coëfficiënten empirische ruwheidsformule Guo et al. [1]
V_{cut}	Verspaand volume [mm^3]
Q_w	Verspaningsdebiet [mm^3/s]
MRR	Material Removal Rate [mm^3/s]
T	Snijkoppel op de spil [Nm]
n	Spiltoerental [tr/min]
n_{dt}	Toerental gereedschap [tr/min]
F_c	Snijkraft bij het draaien [N]
F_c	Gemiddelde snijkraft per tand bij het frezen en boren [N]
F_{c_tot}	Totale snijkraft bij het frezen [N]
F_f	Voedingskracht [N]
F_t	Tangentiële component van de snijkraft [N]
a_p	Snedediepte bij het draaien, frezen en boren [mm]
f	Voedingssnelheid [mm/tr]
v_f	Voedingssnelheid [mm/min]

f_x	Voedingssnelheid lineaire X-drive [mm/min]
f_y	Voedingssnelheid lineaire Y-drive [mm/min]
f_z	Voedingssnelheid lineaire Z-drive [mm/min]
v_c	Snijnsnelheid [m/min]
b	Snijbreedte [mm]
h	Snijhoogte [mm]
κ	Instelhoek bij het draaien [°]
s_z, f_t	Voeding per tand bij het frezen en boren [mm/tand]
t, a_p	Axiale freesdiepte bij het frezen [mm]
B	Contactlengte freesgereedschap [mm]
A	Asymmetrie van het freesproces [mm]
z of Z_n	Aantal tanden van de frees of boor [-]
Z	Aantal gelijktijdig snijdende tanden van de frees [-]
η	Rendement [-]
$k_{c1,1}$	Specifieke hoofdsnijkracht [N/mm ²]
m_c	Constante afhankelijk van het werkstukmateriaal [-]
K	Kienzle constante [-]
h_m	Spaandikte bij het frezen [mm]
φ_s	Ingrijphoek van het freesgereedschap [°]
a_e	Snijbreedte bij het frezen [mm]
D	Diameter werkstuk bij het draaien [mm]
D	Diameter van de frees bij het frezen [mm]
D	Diameter van het gat bij het boren [mm]
L_s	Snijlengte [mm]
t_s	Snijtijd [s]
SF	Safety factor (veiligheidsfactor) [-]
I_{werkstuk}	Inertie werkstuk [kg.mm ²]
$I_{\text{aandrijflijn}}$	Inertie aandrijflijn [kg.mm ²]

α_{acc}	Hoekversnelling spil [rad/s ²]
α_{dec}	Hoeksvertraging spil [rad/s ²]
ω	Hoeksnelheid spil [rad/s]
ω_{dt}	Hoeksnelheid aangedreven gereedschap [rad/s]
t	Tijd [s]
f	Frequentie [Hz]
R ²	Correlatiecoëfficiënt [-]

Hoofdstuk 1: Inleiding

Deze inleiding beschrijft naast de situering en het doel ook de opbouw van deze masterproef.

De laatste jaren kent de energiekost een duidelijk stijgend verloop. De verwachting dat deze zal stagneren of dalen is echter nihil. De belangrijkste oorzaak hiervan is de exponentieel toenemende wereldbevolking en de steeds schaarsere energiebronnen die dure ontwikkelingen vereisen. Deze energiebronnen betreffen vooral de oliemarkt. Daarnaast lijken ontwikkelingen in alternatieve energiebronnen nog niet matuur genoeg om dit moeilijker te ontginnen product te kunnen ondersteunen. Vanuit de vermoedelijke verwachting van de blijvend stijgende energieprijzen, dienen de industrie en de bevolking zuiniger om te springen met energie.

Deze masterproef speelt in op deze trend om zuiniger met energie om te springen en stelt een methode voor om binnen de industrie werktuigmachines te beschrijven naar hun energieverbruik. Deze beschrijving dient als basis om het energieverbruik van verschillende alternatieve productiemogelijkheden te vergelijken. Deze masterproef focust zich op de variabele energieconsumptie gedurende het verspaningsproces. Bij de karakterisatie van verschillende werktuigmachines zal het constant vermogen immers steeds een bepaalde waarde bevatten, terwijl het variabel vermogen evolueert volgens de uitgevoerde machinebewegingen. Op basis van het implementeren van een wiskundig model voor de variabele energieconsumptie in een CAM systeem, kan deze de meest energieoptimale bewerking kiezen om een bepaalde 'feature' te vervaardigen.

Reeds verschillende benaderingen (mathematische modellen) beschrijven dit variabel vermogen, maar elk met het nadeel dat deze afhankelijk zijn van het toegepaste snijproces, de gebruikte werktuigmachine en het bepaald werkstukmateriaal. Dit houdt in dat men zeer veel verschillende modellen in het CAM systeem zou moeten implementeren.

Deze masterproef zal na een uitgebreide literatuurstudie overgaan tot het afleiden van één van bovenvermelde reeds bestaande mathematische modellen voor een specifiek werkstukmateriaal en een specifieke werktuigmachine. De gebruikte werktuigmachine Mori Seiki NL2000Y/500 is voor dit onderzoek door de KU Leuven via MTTRF (Machine Tool Technologies Research Foundation) ter beschikking gesteld. Na deze afleiding zal, vertrekkend vanuit het bovenvermeld nadeel van de reeds ontwikkelde methodes voor de karakterisatie van het variabel energieverbruik van werktuigmachines, de masterproef volgende doelstelling tegemoet komen:

“Ontwikkel een generische methode voor de karakterisatie van het variabel energieverbruik van werktuigmachines, die niet machine-, noch materiaal-, noch snijproces-afhankelijk is”.

Deze masterproef stelt dus een nieuwe methode voor om het variabel energieverbruik van werktuigmachines te karakteriseren. Deze nieuwe methode benadert op een modulaire manier het variabel energieverbruik van werktuigmachines. De evaluatie van deze methode gebeurt door deze achteraf toe te passen op de verschillende bewerkingen, mogelijk op de bovenvermelde werktuigmachine Mori Seiki NL2000Y/500. Dit vormt zo het sluitstuk van deze masterproef.

Hoofdstuk 2: Literatuurstudie

De substantiële stijging van de prijzen op de internationale markten zijn het gevolg van de groeiende schaarste aan middelen gecombineerd met de steeds stijgende vraag naar deze middelen. Schlosser et al. [2] stelt dat men niet enkel in het economisch perspectief, maar ook in het ecologisch perspectief het 'bronverbruik' duurzamer moet plannen. Hiertoe dient het ontwerp van producten energie-efficiënt te gebeuren voor de volledige levenscyclus. In deze levenscyclus is de productiefase van significant belang. Rahimifard et al. [3] ontwierp het 'Embodied Product Energy (EPE)' model ter ondersteuning van het energie-efficiënt produceren. Dit model geeft een antwoord op de vraag hoeveel energie er nodig is om een eenheidsproduct te produceren, wat niet mogelijk is met het huidige onderscheid tussen energieconsumptie op organisatie- en procesniveau. Rahimifard et al. definieert de EPE van een product A, vervaardigd doorheen n processen en m zones, als volgt (1):

$$EPE_A = \sum_{i=1}^n DE(i)_A + \sum_{j=1}^m IEzone(j)_A \quad (1)$$

Hierin is DE de directe energie en IE de indirecte energie.

De **directe energie** bestaat uit twee componenten, namelijk de theoretische energie (TE) en de hulpenergie (AE). De theoretische energie TE is de minimale energie nodig om het proces uit te voeren; hiervoor bestaan meestal reeds mathematische modellen. De hulpenergie AE is de energie nodig voor de ondersteunende activiteiten en het hulpgereedschap voor het proces. Deze is meestal bepaald op basis van empirische studies.

De **indirecte energie IE** is de energie geconsumeerd door verschillende activiteiten zoals ventilatie, belichting, verwarming etc. nodig voor bepaalde processen. De productieomgeving bestaat uit verschillende zones, waarbij een zone gedefinieerd is als een gebied met gelijke IE- vraag. De IE voor een product A in zone j is dan de totale IE-consumptie per uur gedeeld door het totaal aantal per uur geproduceerde producten A in die zone j.

Verder definieert Rahimifard ook enkele ratio's die representatief zijn voor de efficiëntie van proces, product en productie. Meer informatie hierover is terug te vinden in de desbetreffende literatuur.

De dominerende parameter voor productieprocessen in de literatuur is de specifieke energie. In het kader van verspanende productietechnieken heeft deze volgende definitie (2):

$$E_{spec} = \frac{E}{V_{cut}} = \frac{P}{Q_w} \left[\frac{J}{m^3} \right] \quad (2)$$

Hierin beschrijft E [J] de hoeveelheid energie nodig voor de beschouwde bewerking, V_{cut} [m³] het verspaand volume, P[W] het vermogen nodig voor de beschouwde bewerking en Q_w [m³/s] het verspaningsdebiet¹.

2.1. Energieverbruik bij het draaien

Uit de literatuurstudie zijn twee benaderingen voor het bepalen van het energieverbruik bij het draaien gefilterd. Deze zijn toegelicht in de volgende paragrafen.

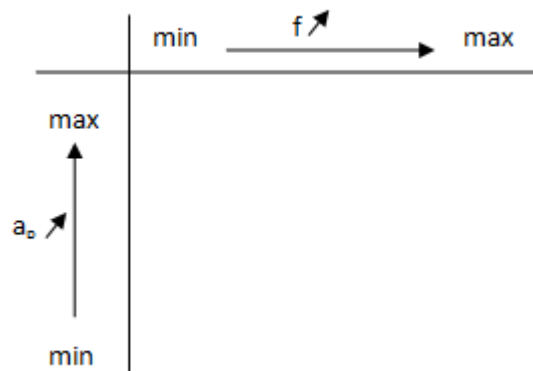
2.1.1 Eerste benadering

Mativenga et al. [4] ontwikkelde reeds een methodologie voor de selectie van de optimale verspaningsparameters op basis van de minimale energetische voetafdruk. Deze optimalisatie bestaat uit een procesvenster met verschillende mogelijke combinaties van de snijparameters snedediepte a_p , voedingssnelheid f en snijsnelheid v_c . Dit procesvenster resulteert dan in de optimale combinatie die voldoet aan het minimale energie criterium en de randvoorwaarden van het proces.

De eerste stap bepaalt de optimale gereedschapslevensduur voor een minimale energetische voetafdruk. Deze optimale gereedschapslevensduur ligt op het punt waar de afgeleide van de vergelijking van de totale energie naar de snijsnelheid nul bedraagt. Specifieke formules zijn terug te vinden in de desbetreffende literatuur.

De tweede stap stelt het procesvenster op waarbij de grenzen gebaseerd zijn op de gegevens van het snijgereedschap en het werkstukmateriaal. Het procesvenster bestaat nu uit een rooster waarbij de combinaties van f en a_p de knooppunten vormen. Figuur 1 stelt het procesvenster voor.

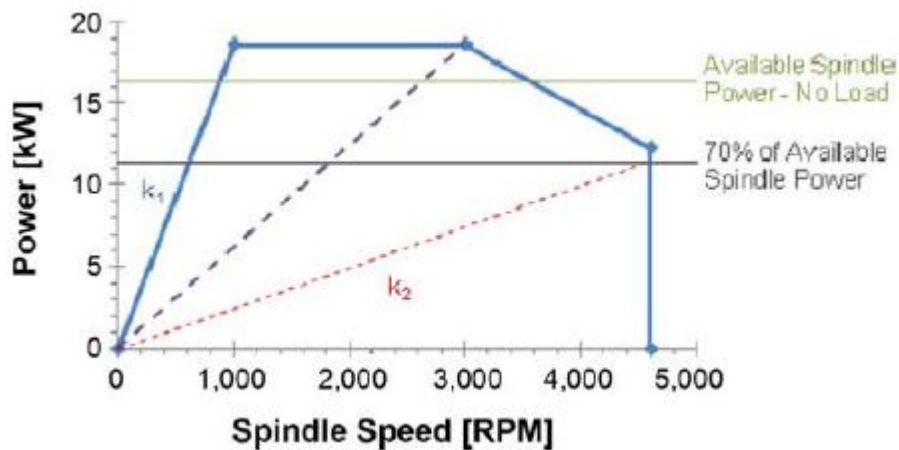
¹ Het verspaningsdebiet duidt men vaak ook aan als MRR (Material removal rate) [m³/s], beide notaties zullen in deze tekst gebruikt worden.



Figuur 1: Procesvenster ter minimalisatie van de energetische voetafdruk bij het draaiproces

De derde stap gaat de mogelijke gereedschapsbreuk voor ieder knooppunt na. Daartoe is het noodzakelijk de verspaningskrachten (kracht in snelheidsrichting, voedingsrichting en snijrichting) voor ieder knooppunt te bepalen en deze te vergelijken met de grensmaat die zou resulteren in een gereedschapsbreuk. Deze stap eindigt met de eliminatie van de knooppunten die aanleiding zouden geven tot gereedschapsbreuk.

De vierde stap levert een grafiek met als abscis het spiltoerental en als ordinaat het machinevermogen, voorgesteld in Figuur 2 [4].



Figuur 2: Vermogenscurve met randvoorwaarden bij het draaiproces

Deze grafiek is het resultaat van alle mogelijke waarden van de overgebleven knooppunten. Voor ieder knooppunt in deze grafiek berekent men de richtingscoëfficiënt (k_i) van de rechte die dit punt verbindt met de oorsprong. Deze k_i 's worden vergeleken met de richtingscoëfficiënten horende bij twee referentiepunten, meer bepaald bij een minimum (k_1) en maximum (k_2) spiltoerental. Er kunnen zich drie situaties voordoen:

- $k_i > k_1$: knooppunt wordt verworpen
- $k_1 > k_i > k_2$: knooppunt is aanvaardbaar als het bijhorende spiltoerental kleiner is dan het spiltoerental dat aanleiding zou geven tot breuk voor het desbetreffende knooppunt. In het ander geval herleidt deze methode het spiltoerental tot het breuktoerental.
- $k_i < k_2$: knooppunt wordt aanvaard en het bijhorende spiltoerental wordt behouden als deze kleiner is dan het maximum toerental, anders herleidt deze methode deze naar het maximum toerental.

Daarnaast gaat men bij deze methode ook steeds na of het maximum vermogen niet overschreden is. Mativenga et al. [4] raadt aan dit te vergelijken met een 70% veiligheidsfactor. Het resultaat na deze vier stappen is een procesvenster met enkel nog de mogelijke knooppunten.

De vijfde stap berekent voor de overblijvende knooppunten in het procesvenster de specifieke energie, om dan het optimale punt (laagste specifieke energie) te selecteren. Gecombineerd met het aantal benodigde bewerkingspassen (invloed van tijd) beslist men welk knooppunt gebruikt zal worden.

Uit een case study van Mativenga et al. [4] volgde dat de energetische voetafdruk met 64% gereduceerd kan worden door gebruik te maken van het optimale knooppunt, dit in vergelijking met het gebruik van de snijparameters opgegeven door de gereedschapsfabrikant. Uit deze studie blijkt dat grotere snediedieptes en voedingssnelheden aanleiding geven tot een lagere specifieke energie.

2.1.2 Tweede benadering

Guo et al. [1] stelde een nieuw energiemodel op ter optimalisatie van de energieconsumptie bij het draaien. Men vertrekt van het feit dat het nodige vermogen voor een bepaalde bewerking op een bepaalde werktuigmachine bestaat uit een constante en variabele component. Enerzijds verbruiken verspaningsprocessen energie voor randapparatuur zoals koelvloestofpompen, computersturing, belichting, ventilatoren etc.; deze randapparatuur zijn gecatalogeerd onder de **constante component**. Reductie van deze constante vermogenterm is reeds uitvoerig bestudeerd in de machine-industrie door de ontwikkeling en aanpassing van energie-efficiëntere onderdelen. Anderzijds bepalen de verspaningsparameters een deel van het totale energieverbruik; dit groepeert men onder de **variabele component**. Het totale machinevermogen is bijgevolg gedefinieerd als (3):

$$P_{tot} = P_v + P_c \quad (3)$$

Hierin is P_{tot} [W] het totale machinevermogen, P_v [W] het variabele machinevermogen en P_c [W] het constant machinevermogen.

Op basis van deze vermogensindeling stellen Guo et al. [1] het volgende energiemodel op.

- Specifieke procesenergie: $SPE = \frac{P_v}{MRR}$ (4)

Hierbij is onderstaand empirisch model opgesteld voor SPE (5):

$$SPE = C_0 \cdot v_c^\alpha \cdot f^\beta \cdot a_p^\gamma \cdot D^\varphi \quad (5)$$

Hierin is v_c [m/min] de snijsnelheid, f [mm/tr] de voeding, a_p [mm] de snedediepte, D [mm] de finale werkstukdiameter en C_0 , α , β , γ & φ constanten.

- Specifieke constante energie: $SCE = \frac{P_c}{MRR} = \frac{P_c}{v_c \cdot f \cdot a_p}$ (6)

Hierin is v_c [m/s] de snijsnelheid, f [mm/tr] de voedingssnelheid en a_p [mm] de snedediepte.

- Totale specifieke energie: $TSE = \frac{P_{tot}}{MRR} = SPE + SCE$ (7)

Substitutie van (5), (6) en (7) levert vergelijking (8):

$$\Rightarrow TSE = C_0 \cdot v_c^\alpha \cdot f^\beta \cdot a_p^\gamma \cdot D^\varphi + \frac{C_1}{v_c \cdot f \cdot a_p} \quad (8)$$

De constanten C_0 , C_1 , α , β , γ & φ dienen experimenteel bepaald te worden voor een bepaald werkstukmateriaal met behulp van de kleinste kwadraten curve fitting methode.

Op basis van dit model kan men de TSE berekenen in functie van de snijsnelheid, de voedingssnelheid en de snedediepte. Uit experimenten volgde ook hier de conclusie dat de TSE daalt met stijgende voedingssnelheid en snedediepte. De TSE in functie van de snijsnelheid vertoont echter een minimum. Door dit minimum te zoeken (vaak grafisch) kan men de optimale verspaningsparameters selecteren om een minimale energetische voetafdruk te bekomen.

Guo et al. [1] bepaalde tevens een ruwheidsmodel, meerbepaald een empirische formule voor de ruwheid Ra in functie van de verspaningsparameters(9):

$$Ra = C \cdot v_c^n \cdot f^p \cdot a_p^m \quad (9)$$

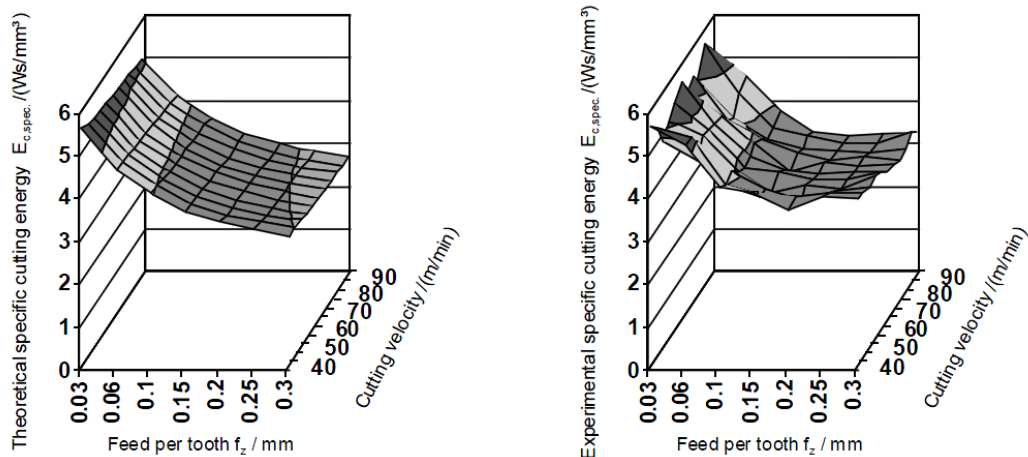
Hierin behouden v_c , f , en a_p hun originele betekenis en dienen de constanten C , n , p & m experimenteel bepaald te worden voor een bepaald werkstukmateriaal. Een minimum vereiste ruwheidswaarde Ra zal een beschikbaar bereik voor v_c , f , en a_p vastleggen. Dit bereik kan op zijn beurt geëvalueerd worden in termen van TSE met de keuze van de optimale verspaningsparameters voor een minimale energetische voetafdruk tot gevolg.

Deze methoden (Mativenga et al. [4] en Guo et al. [1]) kunnen uitgebreid worden voor andere eenheidsprocessen zoals frezen en slijpen. Een mogelijkheid tot

uitbreiding van deze methoden is ook de gereedschapsslijtage en de daarbij horende minimale vereiste levensduur van het gereedschap in rekening brengen.

2.2. Energieverbruik bij het boren

Schlosser et al. [2] onderzocht de specifieke energie bij het boorproces door een theoretische berekening van de specifieke energie te vergelijken met experimentele resultaten. Figuur 3 [2] stelt de resultaten van dit onderzoek grafisch voor. Het verschil tussen de theoretische en experimentele resultaten is gedeeltelijk te wijten aan het meetprincipe. Uit dit onderzoek volgt duidelijk het positief primaire effect van grotere procesparameters. Het ongewenste secundaire effect van hogere gereedschapsslijtage vormt echter een beperking. Bovendien zal hogere gereedschapsslijtage aanleiding geven tot hogere specifieke energiewaarden, wat ook blijkt uit de experimentele resultaten. Dit verklaart tevens het verschil tussen de theoretische en experimentele waarden.



Figuur 3: Theoretische specifieke energie (links) en experimentele specifieke energie (rechts) in functie van voedingssnelheid en snijsnelheid bij het boren

2.3. Energieverbruik bij het frezen

De volgende paragrafen lichten enkele statistische/experimentele benaderingen toe voor het bepalen van het energieverbruik bij het frezen. Verder is ook wat uitleg gegeven over hoe het mogelijk is het energieverbruik softwarematig te bepalen.

2.3.1 Statistische/experimentele benaderingen

Voor het bepalen van de zuinigste omstandigheden bij het frezen voert Mori et al. [5] een test uit waarbij men de verspaningsparameters laat variëren. De variatie van de snijsnelheid, voedingssnelheid en axiale en radiale snediediepte gebeurt in drie stages, nl. de minimum, mediaan en maximum waarde opgegeven door de gereedschapsfabrikant. Het variëren van deze vier parameters in drie stages zou 81 experimenten vereisen. Het gebruik van de Taguchi² methode met een L9 orthogonale tabel levert de optimale parameters reeds na negen experimenten.

Een andere methode om het optimale energieverbruik te bereiken bij het frezen is de door Draganescu et al. [6] gebruikte Response Surface Methodology. Het machinerendement η is hier gedefinieerd als de verhouding tussen het nodige snijvermogen op de spilas P_s en het verbruikte vermogen P_{mc} (vermogen afgenomen van het netwerk door de elektrische aandrijving). Afhankelijk van hoe de kinematische kettingen van de machine geactiveerd zijn zal dit rendement al dan niet afhankelijk zijn van het spiltoerental n , het snijkoppel op de spil T , de voedingssnelheid f en de verspaningskracht F_f . Wanneer de aandrijving van de twee kinematische kettingen gebeurt door één elektromotor, dan geldt dat $\eta = f(n, T, f, F_f)$, zoals bij boormachines. Wanneer de aandrijving van de twee kinematische kettingen apart gebeurt, dan geldt $\eta = f(n, T)$, zoals bij freesmachines. De opstelling van de functie voor het rendement baseert zich op een uitgebreide experimentele analyse van de meetresultaten. Deze analyse bestaat uit de correlatie van een 2^{de} graadspolynoom door de bekomen responsfunctie met als variabelen de natuurlijke logaritmen van de bepalende parameters. Als voorbeeld paste Draganescu et al. [6] dit toe op een verticale freesmachine FV-32 met volgende opgestelde vergelijking (10) als resultaat. In deze vergelijking is het snijdend rendement uitgedrukt in functie van het spiltoerental en het snijkoppel op de spil.

$$\eta = e^{[-9.136+2.362 \ln(n)+1.135 \ln(T)-0.166 (\ln(n))^2-0.141(\ln(T))^2-0.083 \ln(n) \ln(T)]} \quad (10)$$

Het machinerendement geeft echter geen informatie over het verbruikte vermogen door de verspaning zelf. Daartoe komt men terug tot de specifieke snijenergie SSE, door Draganescu et al. [6] als volgt gedefinieerd (11):

$$SSE = \frac{P_s}{\eta MRR} \quad (11)$$

Iedere component in bovenstaande vergelijking is afhankelijk van de verschillende verspaningsparameters. Daartoe definieert Draganescu et al. [6] een formule voor de specifieke snijenergie in functie van de verspaningsparameters voor het niet - symmetrisch vlakfrezen (12):

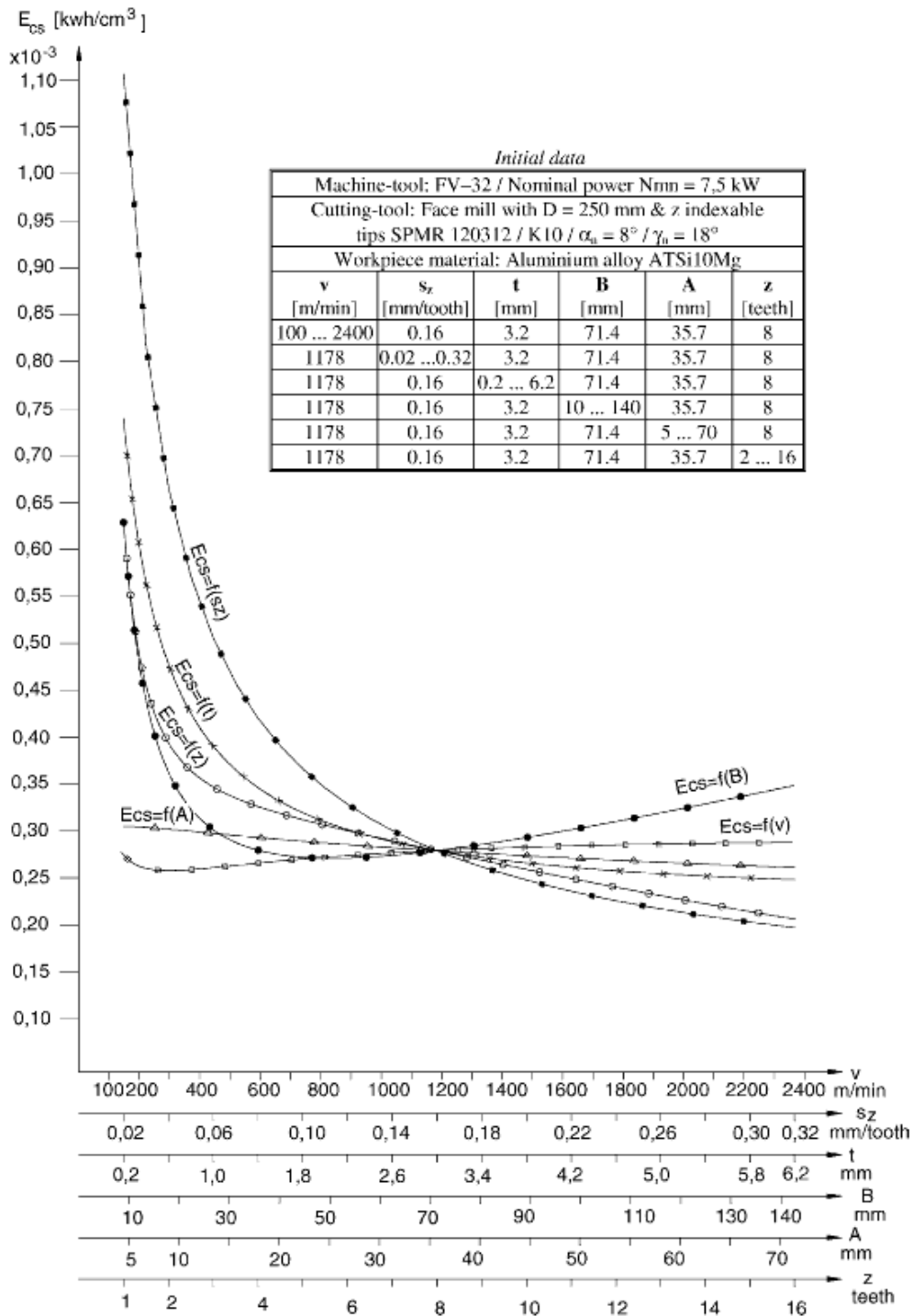
$$SSE = \frac{\pi D F_t}{3.672 \cdot 10^6 s_z t B z \eta} \quad (12)$$

² De werking van de Taguchi methode is terug te vinden in de desbetreffende literatuur

Hierin zijn D de diameter van de vlakfrees [mm], s_z de voeding per tand [mm/tand], t de freesdiepte [mm], B de contactlengte van het freesgereedschap [mm], z het aantal tanden [-], η het machinerendement [-] en F_t de tangentiële component van de snijkracht. De tangentiële component van de snijkracht wordt net als het rendement bepaald aan de hand van de Response Surface Methodology waarbij $F_t = f(v, s_z, t, B, z, A)$ met A de asymmetrie van het freesproces [mm]. Figuur 4 illustreert grafisch de invloed van verschillende verspaningsparameters op de specifieke energie. Deze resultaten zijn het gevolg van experimenten uitgevoerd door Draganescu et al. [6] op het niet-symmetrisch frezen van de aluminium legering ATSi10Mg. Het is duidelijk dat s_z de grootste invloed heeft en daarna in dalende volgorde t , z , B , v , A .

Volgens zowel Mori et al. [5] en Draganescu et al. [6] blijkt dat ook voor het frezen de engste verspaningsparameters (hoogste snelheden en grootste snededieptes) zorgen voor de laagste specifieke energie. Volgens Mori et al. [5] dient er naast dit aspect ook rekening gehouden te worden met de bekomen afwerking van het product (o.a. grote trillingen door grote krachten) alsook met de eventueel verkorte levensduur van het gereedschap. Een slechte afwerking van het product kan immers zorgen voor een minder efficiënt werkstuk in zijn verdere leven, waardoor het ecologisch (energetisch) voordeel van de productie terug verloren gaat in zijn gebruik. Deze slechte afwerking is te vermijden door de snijkracht te beperken (snedediepte, voedingssnelheid) of een ander krachtenprofiel in te stellen (trillingsfrequentie verder van het resonantiegebied brengen).

Om vervroegde slijtage van het gereedschap ten gevolge van hoge werkingstemperaturen te vermijden hanteert men best lagere snijsnelheden. Het verlagen van de snedediepte heeft echter meestal een omgekeerd effect aangezien slechts een kleiner deel van de beitels het nodige materiaal moet afnemen.

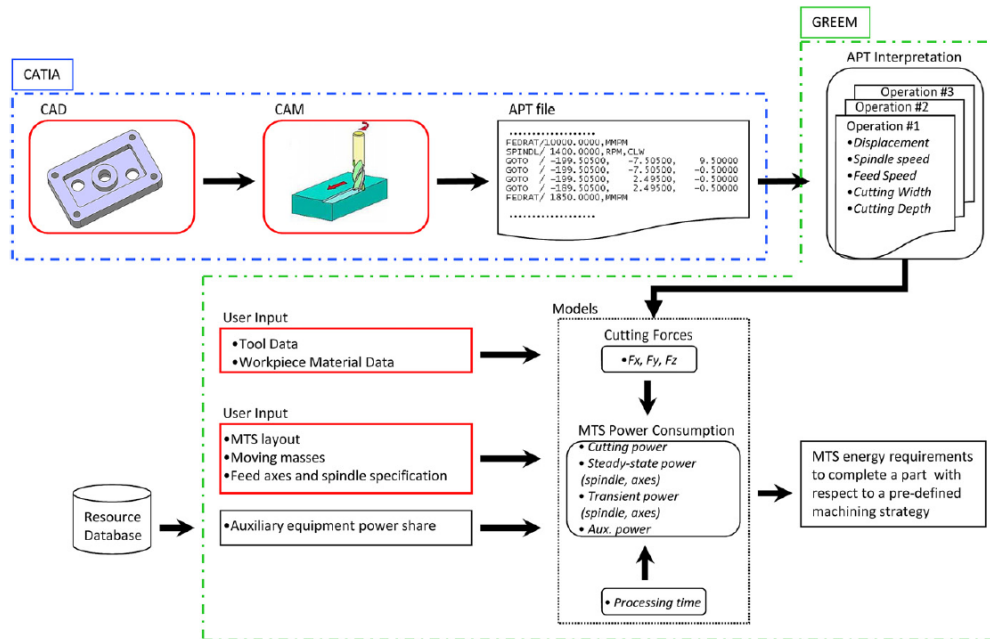


Figuur 4: Specifieke energie in functie van de freesparameters voor het niet-symmetrisch vlakfreesen van ATSi10Mg

2.3.2 Softwarematige benaderingen

Via de computergegenereerde werkvoorbereiding kan men ook softwarematig het energieverbruik gaan schatten. Hiervoor beschrijft Avram et al. [7] een

computerprogramma GREEM (Global Reasoning for Eco-Evaluation of Machining). Dit programma berekent de nodige totale energie voor het uitvoeren van een bepaalde sequentie bewerkingen in een bepaald machinecenter met een bepaald MTS (machine tool system). Als input is een APT-bestand, gegenereerd door CAD/CAM-software, vereist. Verder moet de gebruiker onder andere de gereedschapsgegevens, het werkstukmateriaal en machinegegevens zoals MTS, bewegende massa's en as-specificaties ingeven. De gegevens van de randapparatuur bevinden zich in een apart gekoppelde database. Figuur 5 [7] stelt de werkwijze schematisch voor.

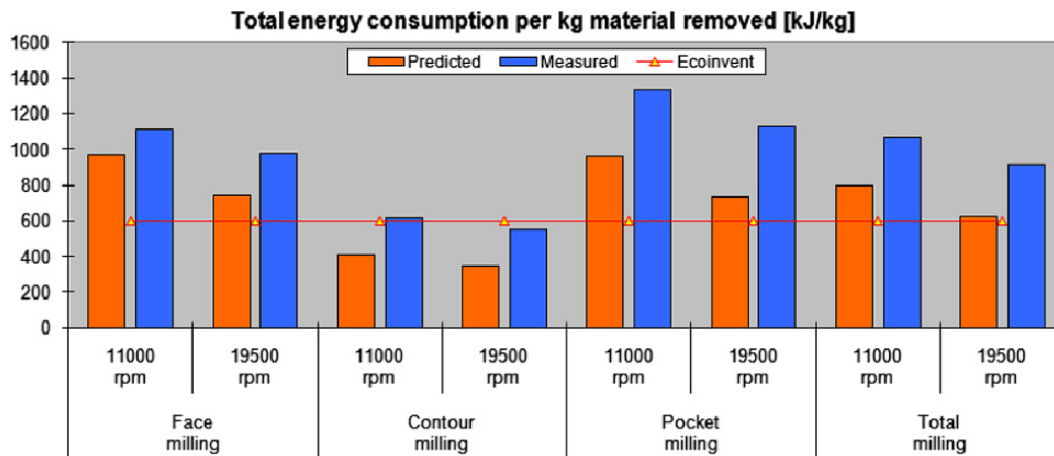


Figuur 5: Softwarematige berekening van het energieverbruik bij het frezen - algemeen schema GREEM

Het programma werkt volgens een systematisch stappenplan. De eerste stap leest het APT-bestand lijn voor lijn binnen met bijhorende verspaningsparameters. De tweede stap berekent op basis van de ingegeven gereedschapsgegevens (type, aantal tanden, geometrie...) en het werkstukmateriaal de verschillende snijkrachten. Als derde stap berekent dit programma de verschillende askoppels van de MTS. Deze berekening gebeurt volgens vooropgestelde karakteristieken. Als laatste stap telt dit programma bij de vereiste verspaningsenergie de gekende hulpenergie (via enkelvoudige metingen) op. De omzetting hiervan naar de benodigde energie gebeurt via de uit CAD/CAM gekende productietijd. Als men naast dit alles nog het verspaand volume in rekening brengt, kan men de specifieke energie berekenen. Het resultaat van deze softwarematige energieberekening kan gebruikt worden om verschillende freestechnieken te vergelijken.

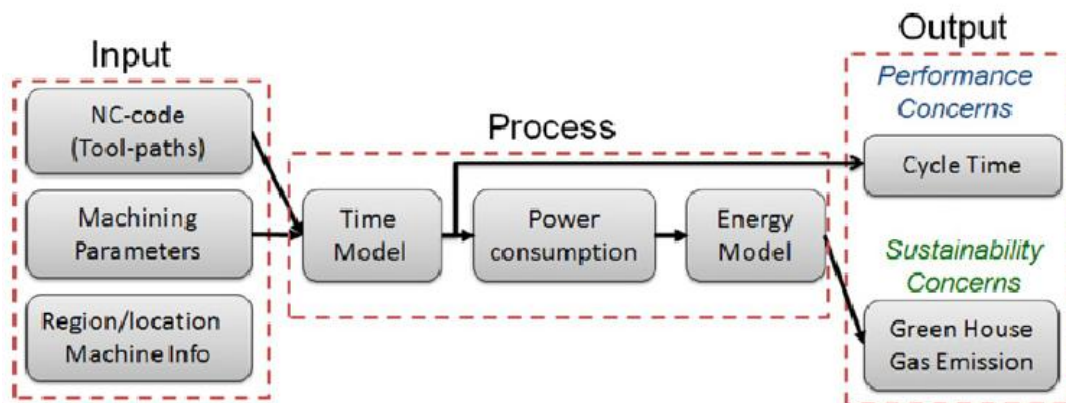
Figuur 6 [7] vergelijkt voor enkele verschillende freestechnieken (vlak-, contour-, kamer- en totaalrezen als de combinatie van de drie voorgaande freestechnieken) in aluminium de berekeningen van de specifieke energie met de werkelijk vereiste

specifieke energie. In deze grafiek geeft de Ecoinvent-lijn de tabelwaarde weer bij energiezuinig frezen in alle omstandigheden.



Figuur 6: Specifieke energie nodig voor verschillende freesbewerkingen in aluminium (softwarematig voorspeld, gemeten, ecologisch mogelijk)

Deze figuur toont dat, niettegenstaande de onderschatting van het werkelijk specifiek energieverbruik, de verschillende voorspelde waarden de trend van de effectieve waarden goed volgen. De systematische onderschatting heeft als oorzaak de vereenvoudigingen in onder andere hoeken en snelheidsprofielen. Uitgebreide uitleg over de verschillende benaderingen vindt men in desbetreffende literatuur. Naast dit GREEM-programma beschrijft Kong et al. [8] ook een simulatieprogramma gebaseerd op een gelijkaardig principe. Figuur 7 [8] verduidelijkt de schematische opbouw van dit programma.



Figuur 7: Structuur van simulatiesoftware voor de berekening van het energieverbruik bij frezen volgens Kong et al. [8]

In deze software is er naast de berekening van het energieverbruik ook een database geïmplementeerd die de uitstoot van broeikasgassen simuleert. Deze berekening is zeer afhankelijk van het land of de regio waar de berekening wordt uitgevoerd,

aangezien de bronenergie voor elektriciteit zeer verschillend is afhankelijk van de locatie. Meer informatie is terug te vinden in de desbetreffende literatuur.

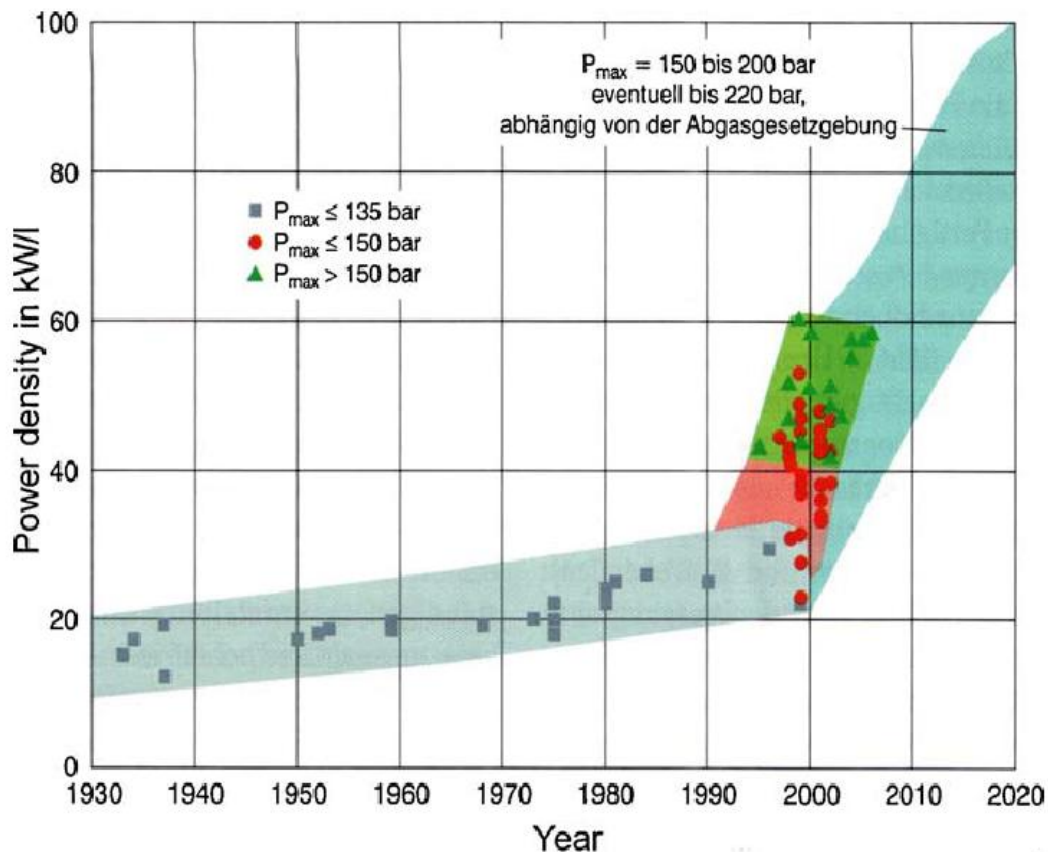
2.3.3 Invloed van het gereedschap

Volgens Diaz et al. [9] hebben naast de verspaningsparameters ook de keuze van het gereedschap een aanzienlijke invloed op het energieverbruik. Gereedschappen met coating en meerdere snijtanden zullen snellere productie toelaten waardoor de specifieke energie beduidend vermindert.

2.4. Invloed van de afwerking van producten in de automobielandustrie

Naast het energieverbruik om bepaalde stukken te produceren heeft ook de bijdrage van deze stukken tot het energieverbruik in hun verdere levenscyclus aanzienlijke invloed [10]. In de automobielandustrie bijvoorbeeld zorgen producten met een lagere ruwheid voor zuinigere wagens. Dit is immers ook een onderdeel van de totale life cycle assessment (LCA). Figuur 8 [10] toont hoe onder andere een grotere nauwkeurigheid doorheen de jaren gezorgd heeft voor zuinigere wagens. Minder ruwe stukken en beter uitgelijnde assen laten namelijk vlottere bewegingsmogelijkheden van de verschillende onderdelen toe. Ook kunnen de verschillende vloeistoffen (smeerolie, brandstof, koelvloeistof...) minder gehinderd stromen.

Om de totale levenscyclus in rekening te brengen, maken Helu et al. [10] gebruik van de primaire energie (PE) en het aarde-opwarmingsvermogen (global warming potential, GWP). De PE bestaat uit de energie nodig om het product te vervaardigen en te gebruiken, terwijl de GWP vooral de emissies tijdens de productie en het gebruik voorstelt. Helu et al. [10] ondervond dat een lagere ruwheid een grotere PE (alsook GWP) vereisen bij de productie, terwijl de PE (alsook GWP) merkbaar lager liggen bij gebruik van het product. Bij de productie van werkstukken voor de automobielandustrie zal men dus in samenspraak met de gebruiker tot een bepaalde energetisch optimale nauwkeurigheid moeten komen.



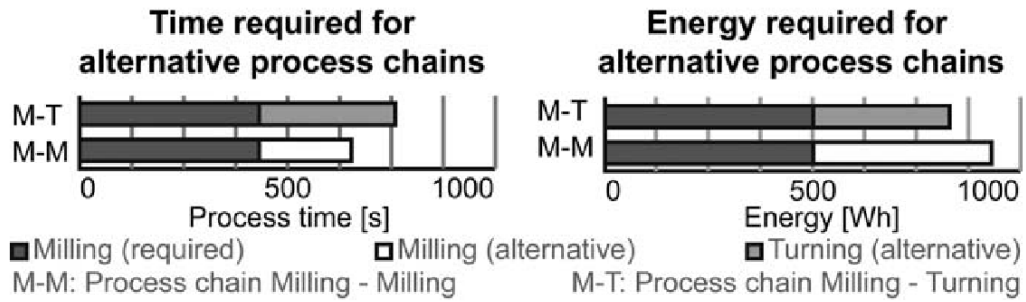
Figuur 8: Verandering in vermogensdichtheid ten gevolge van hogere precisie Daimler diesel motoren

Verder bespreken R. Schlosser et al. [11] enkele studies van automobieleronderdelen. Deze studies bespreken de volledige ketting van verschillende productieprocessen voor een bepaald product, alsook welke energiebronnen hiervoor vereist zijn. Deze kettingen zijn erg verschillend naargelang het beschouwde product, waardoor ieder werkstuk een aparte analyse vereist.

2.5. Werkvoorbereiding

Nils Weinert et al. [12] ontwikkelde de 'Energy Blocks' methodologie om een accurate energieconsumptievoorspelling uit te kunnen voeren. Op die manier introduceert Nils Weinert et al. [12] zo energie-efficiënte criteria voor de evaluatie- en beslissingsprocessen gedurende de werkvoorbereidingen. Deze methode is zowel toepasbaar voor enkelvoudige- als meervoudige machineproblemen. De verschillende bewerkingen worden opgedeeld en hebben elk een specifieke energieconsumptie en vormen zo een 'Energy Block'. Daarenboven heeft iedere bewerking ook een bepaalde bewerkingstijd. Vaak zijn alternatieve bewerkingen mogelijk om eenzelfde resultaat te bekomen. Ook de bewerkingvolgorde kan een invloed hebben op het energieverbruik en het tijdsverloop van de bewerking. Door alle mogelijke combinaties voor te stellen in een 'tijd-Gant Chart' en een 'energie-

Gant Chart' kan men met behulp van eventueel extra beslissingcriteria de optimale combinatie selecteren. Figuur 9 [12] stelt de 'tijd- en energie-Gant Chart' voor van een te vervaardigen product waarvan er twee alternatieve bewerkingen mogelijk zijn voor de tweede bewerkingstap. Het is duidelijk dat het alternatief frezen een kortere bewerkingstijd heeft dan het alternatief draaien, terwijl het alternatief frezen wel meer energie verbruikt.



Figuur 9: Voorbeeld van procesplanning

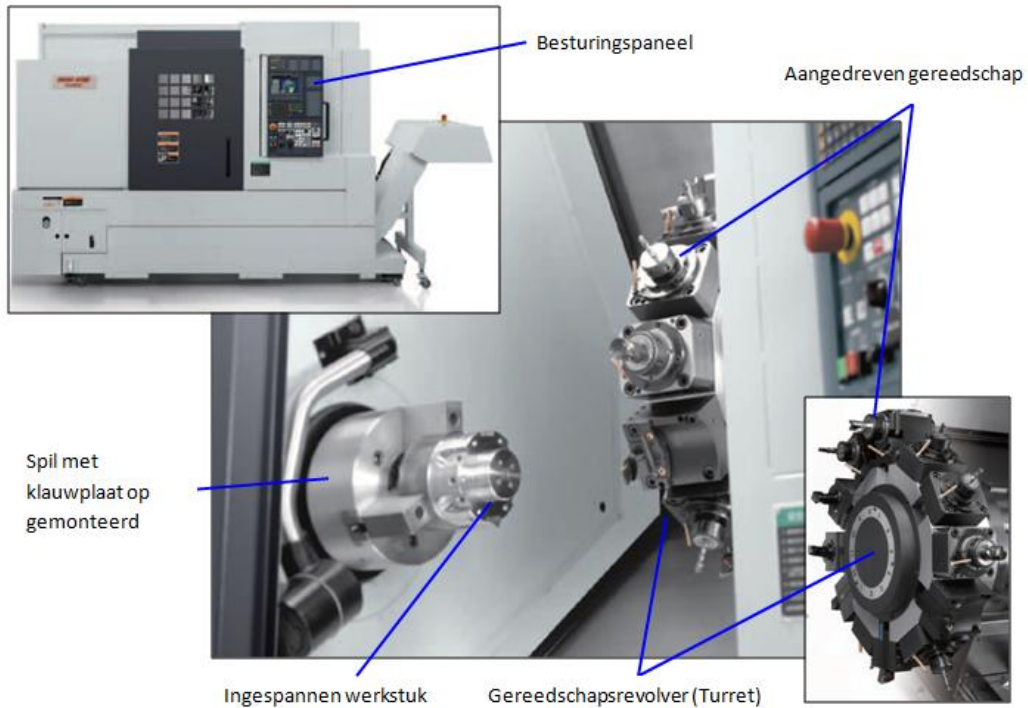
Hoofdstuk 3: Omkadering

Dit hoofdstuk geeft een omkadering van deze masterproef. De eerste paragraaf beschrijft kort de binnen deze masterproef gebruikte werktuigmachine en welke bewerkingsprocessen hiermee mogelijk zijn. Een volgende paragraaf licht het energieaspect van deze bewerkingsprocessen toe.

3.1. De werktuigmachine

De KU Leuven stelt, via MTTRF (Machine Tool Technologies Research Foundation) voor deze masterproef het draai-frees center “Mori Seiki NL2000Y/500” ter beschikking. Deze CNC machine kan zowel draai-, frees-, als boorbewerkingen uitvoeren. Draaien is een snijproces waarbij het snijgereedschap een helicoïdaal pad beschrijft langsheen het oppervlak van een werkstuk en hierdoor materiaal wegneemt. Dit helicoïdaal pad ontstaat door de combinatie van een rotatieve beweging van het werkstuk en een lineaire beweging van het snijgereedschap. Draaibewerkingen die vaak voorkomen zijn het langsdraaien, dwarsdraaien, conisch draaien, steken, schroefdraadsnijden, profieldraaien en kartelen. Bij het 3-assig frezen echter maakt het snijgereedschap een rotatieve beweging en het werkstuk of de machinekop (afhankelijk van de machineconfiguratie) lineaire bewegingen. Bij 4- of 5-assige bewerkingen kan het gereedschap of werkstuk (afhankelijk van de machineconfiguratie) ook nog inclineren. Veel voorkomende freesbewerkingen zijn het hoekfreen, vlakfreen, profielfreen en gleuffreen. Het boren is het aanbrengen van ronde gaten in het werkstuk. Hierbij is meestal de boor aangedreven en staat het werkstuk stil. Op een conventionele draaibank is het echter mogelijk een gat te boren langsheen de centeras van het werkstuk door deze te laten roteren en de stilstaande boor in het werkstuk te ploegen.

De Mori Seiki NL2000Y/500 is afgebeeld in Figuur 10. Deze figuur verduidelijkt de belangrijkste termen gebruikt in het vervolg van deze tekst. Op de spil is een klauwplaat gemonteerd waarin het werkstuk kan opgespannen worden. De gereedschapsrevolver bevat twaalf stations om zowel stationaire gereedschappen (hoofdzakelijk draaigereedschap) als aangedreven gereedschappen (vooral frees- en boorgereedschap) in te plaatsen. De sturing van de machine is MAPPS III. Deze maakt het mogelijk NC programma's zowel met behulp van een dialoogsturing als via manueel ingevoerde ISO code te programmeren.



Figuur 10: Voorstelling Mori Seiki NL2000Y/500

De belangrijkste specificaties van deze werktuigmachine zijn weergegeven in Tabel 1. [13]

Tabel 1: Belangrijkste specificaties Mori Seiki NL2000Y/500

Maximale draailengte	510 mm
Klauwplaat afmeting	152 mm
Maximale werkstukdiameter	366 mm
Maximale doorvoerdiameter	65 mm
Maximale verplaatsing volgens X-as	260 mm
Maximale verplaatsing volgens Y-as	100 mm
Maximale verplaatsing volgens Z-as	590 mm
Maximale voedingsnelheid X-as	30.000 mm/min
Maximale voedingsnelheid Y-as	10.000 mm/min
Maximale voedingsnelheid Z-as	30.000 mm/min
Vermogen spilmotor	18,5 kW
Maximaal toerental spil	5.000 tr/min
Maximaal toerental aangedreven gereedschap	6.000 tr/min

3.2. Energieverbruik verspaningsprocessen

Een belangrijk aandeel van het energieverbruik van een werktuigmachine is de energie vereist door het bewerkingsproces, binnen deze masterproef beperkt tot verspaningsprocessen. De verbruikte energie van een bepaald proces bekomt men door het vermogen te integreren over de tijd. Het verspaningsvermogen is afhankelijk van de snijkraft F_c , de snijsnelheid v_c , de voedingskraft F_f en de voedingsnelheid v_f en is als volgt bepaald (13):

$$P_s = F_c * v_c + F_f * v_f. \quad (13)$$

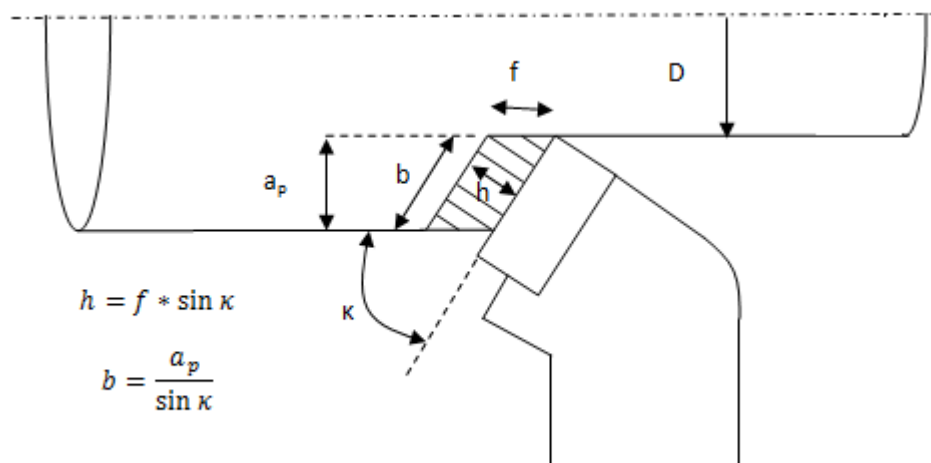
Voor de berekening van de snijkraft bij het draaien, frezen en boren stelde Victor Kienzle reeds empirische modellen op, die kort toegelicht worden in volgende paragrafen. De benadering van de voedingskraft gebeurt volgens Krekeler als 2/5 van de snijkraft. [14]

3.2.1 Draaien

Volgende vergelijking (14) beschrijft het empirisch model volgens Victor Kienzle voor de berekening van de snijkraft bij het draaien; meer informatie is terug te vinden in de desbetreffende literatuur [15].

$$F_c = k_{c1,1} * b * h^{1-m_c} * K, \text{ met} \quad (14)$$

- Snijbreedte b [mm] en snijhoogte h [mm] volgens Figuur 11, afhankelijk van de voedingsnelheid f [mm/tr], de snedediepte a_p [mm] en de instelhoek κ



Figuur 11: Procesparameters draaien

- $k_{c1,1}$ [N/mm²] de specifieke hoofdsnijkraft voor een snededoorsnede van 1 mm² (afhankelijk van het werkstukmateriaal)
- m_c [-] een constante afhankelijk van het werkstukmateriaal

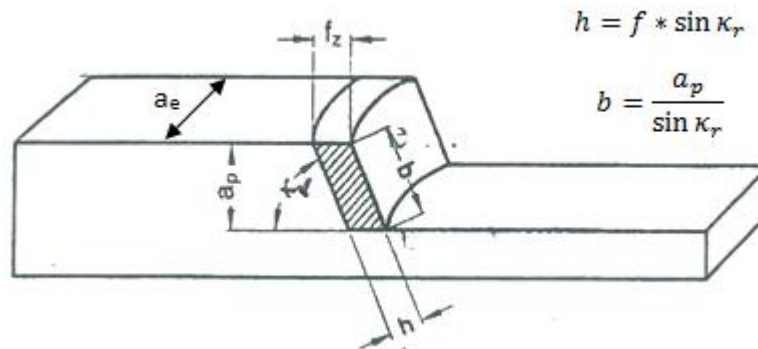
- K [-] een constante als het resultaat van het product van enkele correctiefactoren die rekening houden met onder andere de invloed van de spaanhoek, slijtage van de gereedschapssnijkant, het gereedschapsmateriaal en de spaanstuik.

3.2.2 Frezen

De gemiddelde snijkraft per tand F_c [N] bij het frezen is volgens Victor Kienzle te berekenen via volgende empirische uitdrukking (15):

$$F_c = k_{c1,1} * b * h_m^{1-m_c} * K, \text{ met} \quad (15)$$

- b [mm] en h [mm] in functie van de voedingssnelheid per tand f_t [mm/tand], de instelhoek κ_r en de snediediepte a_p [mm] dit zoals weergegeven in Figuur 12,



Figuur 12: Procesparameters frezen

- h_m [mm] de spaandikte, als volgt bepaald (16):

$$h_m = \frac{360 * a_e * f_t * \sin \kappa_r}{\pi * \varphi_s * D}, \quad (16)$$

waar φ_s [°] de ingrijphoek van de frees, a_e [mm] de snijbreedte en D [mm] de diameter van de frees voorstellen,

- $k_{c1,1}$, m_c en K zoals gedefinieerd bij het draaiproces.

Wanneer Z het aantal gelijktijdig snijdende tanden van de frees en Z_n het totaal aantal tanden van de frees voorstellen, dan is de totale snijkraft $F_{c,tot}$ [N] gegeven door (17):

$$F_{c,tot} = F_c * Z = F_c * Z_n * \frac{\varphi_s}{360}. \quad (17)$$

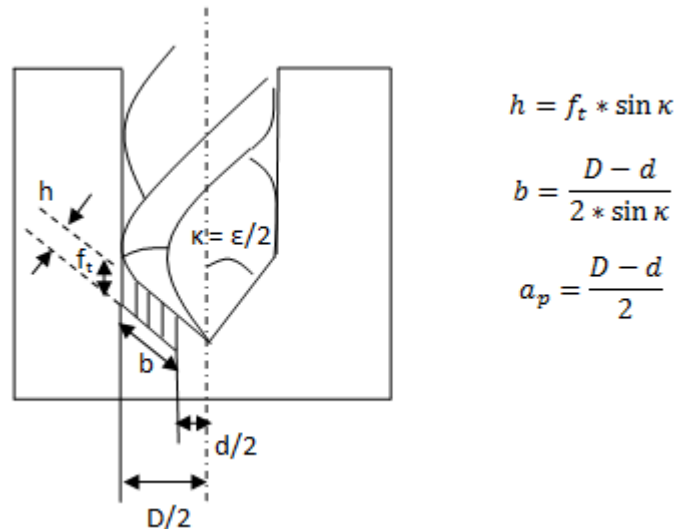
De desbetreffende literatuur voorziet deze uitdrukking van meer uitgebreide informatie. [15]

3.2.3 Boren

De snijkracht per tand F_c [N] bij het boren is volgens Victor Kienzle gegeven door volgende empirische formule (18):

$$F_c = k_{c1,1} * b * h^{1-m_c} * K, \text{ met} \quad (18)$$

- o b [mm] en h [mm] in functie van de voedingssnelheid per tand f_t [mm/tand], de instelhoek κ_r , de diameter d [mm] van het voorgeboord gat en de diameter D [mm] van het te boren gat, dit zoals weergegeven in Figuur 13,



Figuur 13: Procesparameters boren

- o $k_{c1,1}$, m_c en K zoals gedefinieerd bij het draaiproces

Wanneer Z_n het aantal tanden van de boor voorstelt, dan is de totale snijkracht F_{c_tot} [N] gegeven door (19):

$$F_{c_tot} = F_c * Z_n. \quad (19)$$

Bij het boren varieert de snijsnelheid v_c over de diameter van de boor. Aangezien de snijkracht per tand F_c , zoals hierboven berekend, aangrijpt op een afstand $1/4*(D+d)$ van het centrum van de boor, dient bij de berekening van het vermogen dan ook gerekend te worden met de snijsnelheid op deze afstand van het centrum van de boor.

Ook hier voorziet de desbetreffende literatuur deze uitdrukkingen van meer uitgebreide informatie. [15]

Hoofdstuk 4: Opstellen van nieuw model volgens Guo et al.

Deze masterproef start met het opstellen van een nieuw energiemodel volgens Guo et al. [1] (zie § 2.1.2) voor het langsdraaien van een ander werkstukmateriaal, doch voor dezelfde werktuigmachine. Enerzijds maakt deze opstelling de validatie van het energiemodel van Guo et al. [1] mogelijk. Deze validatie gebeurt door de bekomen trends van het energieverbruik in functie van de procesparameters te vergelijken met de trends herkend in het eerste model van Guo et al. [1]. Anderzijds stelt deze afleiding een analoog energiemodel ter beschikking voor een ander werkstukmateriaal. Het werkstukmateriaal is 17CrNiMo6 cementeerstaal waarvan volgens de catalogus van SECO de specifieke snijkracht $k_{c1,1}$ 1.700 N/mm² is en de constante m_c 0,24. [16] Een alternatieve naam voor dit staal is 18CrNiMo7-6. De eerstvolgende paragrafen verduidelijken het opstellen van de experimenten en de gevolgde meetstrategie. Daarna volgt het opstellen en de evaluatie van het energiemodel vanuit de bekomen experimentele resultaten.

4.1. Opstellen van de experimenten

Het opstellen van de experimenten start met de selectie van het bereik van de procesparameters voor de uit te voeren experimenten. Deze selectie gebeurt hoofdzakelijk op basis van resultaten uit de literatuur, maar ook op basis van de mogelijkheden van de werktuigmachine en het gereedschap. Het geselecteerde gereedschap is de snijplaat CNMG 120408 EN-TFQ HCX112 met bijhorende gereedschapshouder PCLN 2525 M12-T uit de catalogus van WNT [17], gekozen omwille van het groot werkbereik.

De opgestelde experimenten resulteren in volgende bereiken:

- Snijnsnelheid $v_c = [80 - 800]$ [m/min],
- Snediediepte $a_p = [0,5 - 3]$ [mm],
- Voedingssnelheid $f = [0,05 - 0,3]$ [mm/tr],
- Diameter werkstuk $D =$ experimentafhankelijk [mm].

Vanuit dit bereik ontstaan 125 handmatig opgestelde experimenten. Bij deze opstelling is een minimale snijtijd (meetijd) t_s van vijf seconden gewaarborgd. De minimale snijlengte L_s hiertoe is (grootheden en eenheden zoals eerder gedefinieerd) (20):

$$L_s = \frac{1.000 * f * v_c * t_s}{60 * \pi * D} [mm] \quad (20)$$

Naast deze minimale snijlengte is ook het vereist vermogen uitgerekend. Deze waarde mag immers het maximaal machinevermogen niet overschrijden. Het maximaal machinevermogen P_{mach} van de Mori Seiki NL2000Y/500 is volgens de specificaties 18,5 kW. Het machinevermogen nodig voor het uitvoeren van een langsdraaibewerking is als volgt bepaald (21):

$$P_{mach} = P_s * SF \quad (21)$$

Hierin is P_s het verspaningsvermogen, berekend op basis van de snijkracht, snijsnelheid, voedingskracht en voedingssnelheid (zie vorig hoofdstuk). SF is een veiligheidsfactor (safety factor) dat rekening houdt met het vermogen nodig voor het aandrijven van de spilas en voedingsassen. De schatting van de veiligheidsfactor bedraagt 1,2.

Naast de vermogenscontrole, maken de kennis van de snijkracht en de huidige werkdiameter ook een controle van het benodigd snijkoppel mogelijk. Ook deze mag een bepaald machinespecifiek maximum niet overschrijden. Het maximum koppel van de spil van de Mori Seiki NL2000Y/500 bedraagt volgens de specificaties 349Nm. [13] De berekening van het benodigd snijkoppel T_c gebeurt op basis van volgende uitdrukking (22):

$$T_c = \frac{F_c * D}{2} [Nm] \quad (22)$$

Merk op dat de opstelling van de experimenten geen gebruik maakt van het krachtig middel "Design Of Experiments (DOE)". [18] Deze systematische manier van experimenten opstellen is vooral voordelig bij het efficiënt afleiden van modellen waar er zo goed als geen kennis bestaat van het te karakteriseren gedrag. DOE levert ook een oplossing voor gevallen waar mogelijk interactie bestaat tussen de (vele) instelparameters. Voor de afleiding van het model van Guo et al. [1] is het gedrag min of meer reeds gekend en bestaat er slechts een verwaarloosbare interactie tussen het lage aantal in te stellen variabelen snijsnelheid, snedediepte en voedingssnelheid.

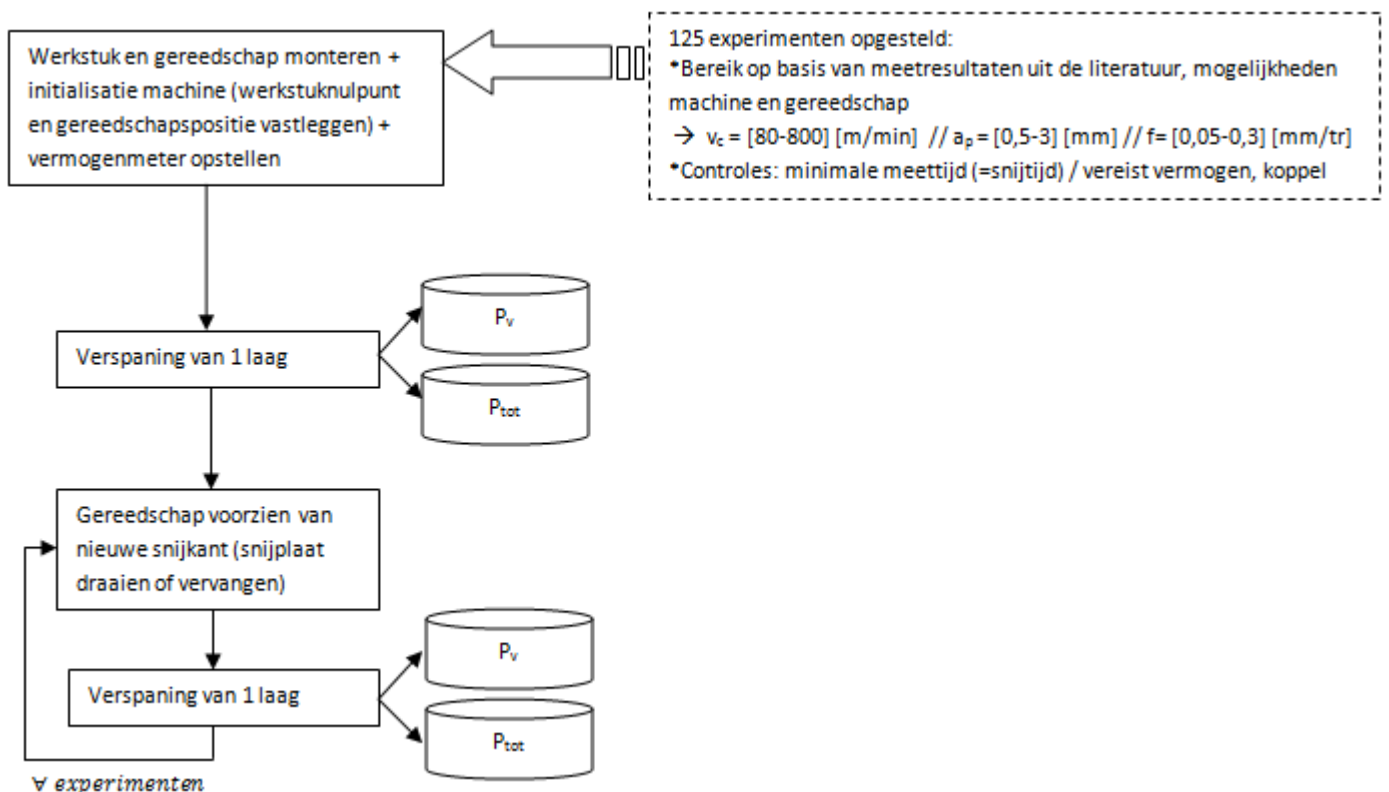
De implementatie van de ISO code (of NC code) voor deze experimenten gebeurt manueel in de sturing van de Mori Seiki NL2000Y/500. De keuze om deze implementatie manueel uit te voeren heeft als rechtvaardiging dat deze experimenten eenvoudig zijn en dat de dialoogsturing hiervoor geen voordeel te bieden heeft.

4.2. Metingen

Volgende paragrafen verduidelijken in eerste instantie de gevolgde meetstrategie om het energiemodel te kunnen opstellen. Daarna volgt er uitleg hoe de thermische toestand van de machine een aanzienlijke invloed heeft op de meetresultaten van de experimenten.

4.2.1 Toegepaste meetstrategie

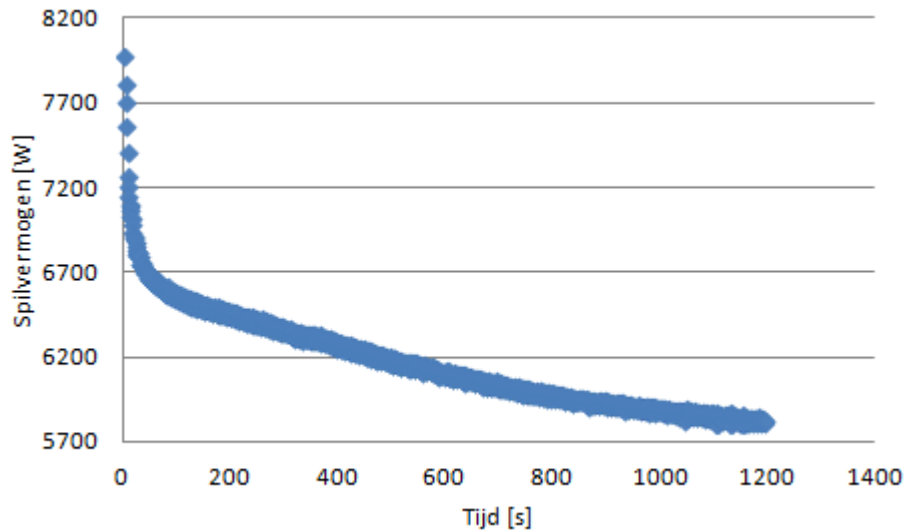
De uitleg van de meetstrategie gebeurt aan de hand van Figuur 14. De uitvoering van de experimenten volgt na de initialisatie van de werktuigmachine (werkstuk en gereedschap monteren). De uitsluiting van de invloed van gereedschapsslijtage gebeurt door voor elke te verspanen laag een nieuwe snijplaat te monteren. De meting gedurende het snijproces van het totaal en variabel vermogen maakt gebruik van twee vermogensmeters 'Power & Quality Analyser Chauvin Arnoux C.A 8335'. De vermogensmeter die het totaal vermogen meet is aangesloten op de elektrische toevoer van de machine, terwijl de tweede vermogensmeter is aangesloten op de elektrische toevoer naar de aandrijvingen (drives). Wanneer de deur van de machine zich in open toestand bevindt, zal het variabel vermogen nul Watt bedragen, wat dus duidelijk maakt dat alle aandrijvingen afgekoppeld zijn. Deze afkoppeling zorgt immers voor een veilige situatie wanneer de operator werkstukken en/of gereedschappen monteert.



Figuur 14: Meetstrategie voor het opstellen van het energiemodel volgens Guo et al. [1]

4.2.2 Thermische randvoorwaarde

Uit eerste experimenten blijkt dat de thermische toestand van de machine een substantiële invloed heeft op het vermogenverbruik. Dit is het best te illustreren door de evolutie van het nodig vermogen van de spil op te meten wanneer deze vanuit koude toestand gedurende een bepaalde periode op 5.000 tr/min aangehouden wordt. Het resultaat is weergegeven in Grafiek 1.



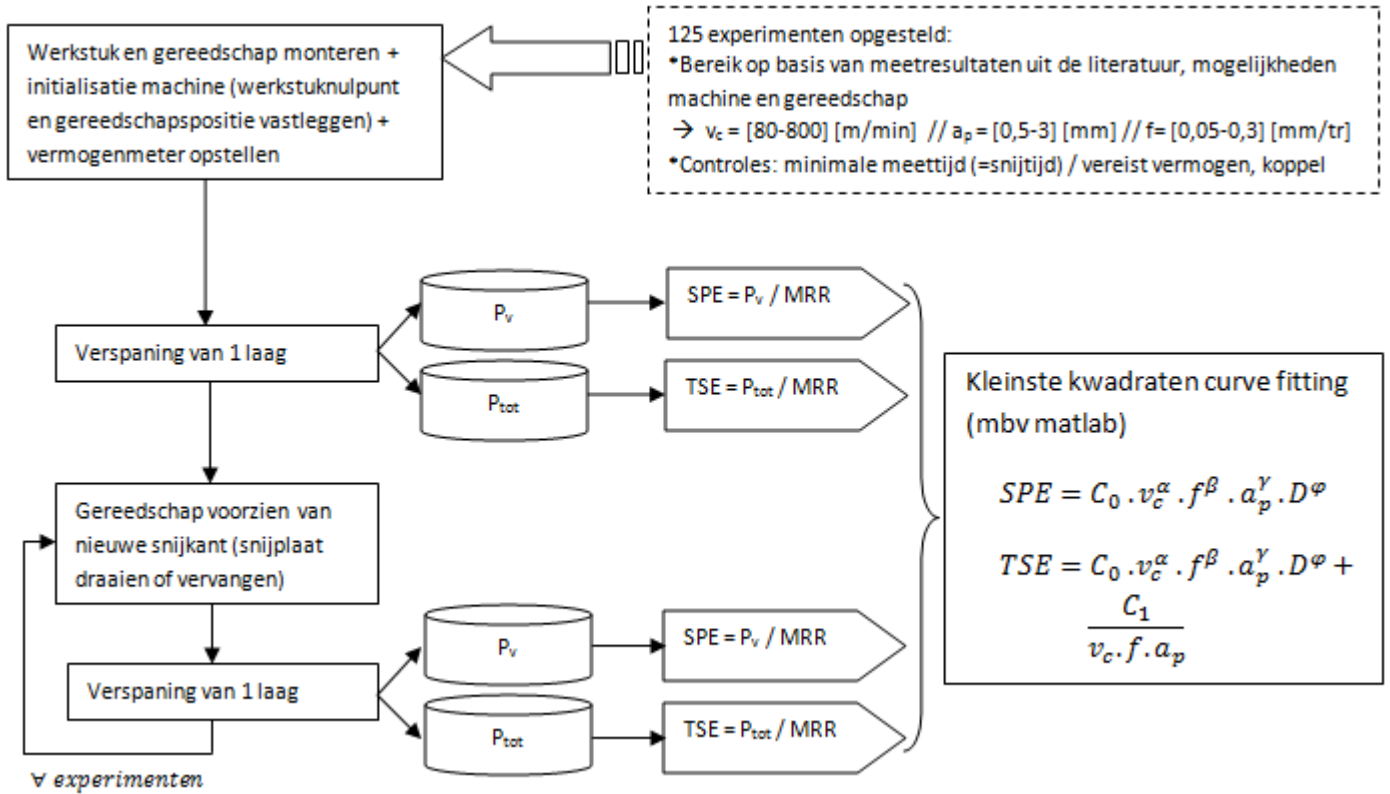
Grafiek 1: Effect opwarming spil op spilvermogen

Uit deze grafiek volgt de belangrijke invloed van de opwarming van de spil (meerbepaald de smering van de geleiding van de spil) op het verbruikt vermogen. Gedurende een periode van 1.200s daalt het vermogen immers van 7.700 W naar 5.800 W. Hieruit volgt de eis van een thermische randvoorwaarde bij het opstellen van een bepaald energiemodel. Dit betekent dat het energiemodel enkel en alleen van toepassing is voor de thermische toestand van de machine waarvoor deze is opgesteld. In de praktijk bereiken de verschillende onderdelen van een machine na een bepaalde overgangperiode een regimetemperatuur (een maximale temperatuur of een temperatuur onderhouden door een koelinstallatie). Om deze masterproef zo (industriëel) toepasbaar mogelijk te maken, zal deze regimetemperatuur als extra randvoorwaarde dienen. Bij de uitvoering van de experimenten wordt deze regimetemperatuur verzekerd door de spil voorafgaand op te warmen (minimum 20 minuten op maximaal toerental laten draaien).

4.3. Bepalen van het energiemodel

Vanuit bovenstaande meetstrategie, weergegeven in Figuur 14, ontstaat het energiemodel volgens Guo et al. [1]. De bepaling van dit energiemodel is weergegeven in Figuur 15. Hierin resulteren de SPE (specifieke procesenergie) en de TSE (totale specifieke energie) uit het quotiënt van het variabel, respectievelijk het

totaal vermogen met het spaandebiet, MRR (material removal rate). Het spaandebiet is het product van de snijsnelheid, snedediepte en voedingssnelheid. Het uitvoeren van een aangemaakt Matlab-programma resulteert in de onbekende constanten via kleinste kwadraten curve fitting van het vooraf gedefinieerd functievoorschrift voor SPE en TSE door de bekomen waarden.



Figuur 15: Afleiden van het model volgens Guo et al. [1]

Het resultaat is terug te vinden in Tabel 2. Deze tabel vergelijkt de resulterende waarden vanuit de verschillende modellen voor SPE en TSE. Hierbij is belangrijk te vermelden dat de eenheden van v_c , f , a_p en D respectievelijk [m/min], [mm/tr], [mm] en [mm] zijn.

Tabel 2: Eerste resulterende coëfficiënten voor het SPE en TSE model voor 17CrNiMo6

SPE [J/mm ³]		TSE [J/mm ³]	
Constante	17CrNiMo6	Constante	17CrNiMo6
C ₀ [J.min/(m.mm ⁵)]	8,501	C ₀ [J.min/(m.mm ⁵)]	7,769
α [-]	0,1156	α [-]	-0,0025
β [-]	-0,6152	β [-]	-0,6570
γ [-]	-0,4304	γ [-]	-0,4264
φ [-]	-0,6094	φ [-]	-0,3981
		C ₁ [J.m/(mm.min)]	71,64
R²	0,910	R²	0,958

Deze tabel leidt tot de conclusie dat ook voor het materiaal 17CrNiMo6 aanvaardbare correlatiecoëfficiënten R² (0,910 en 0,958) resulteren. De constanten C₀, α, β, γ en φ resulteren echter in opmerkelijk verschillende waarden naargelang de afleiding uit de experimentele resultaten van SPE of TSE. Bij de evaluatie van het bekomen model via TSE-interpolatie heeft de waarde C₁ bovendien een onverwachte waarde. Vanuit de wetenschap dat deze constante waarde representatief is voor het constant vermogen P_c [W], het verschil tussen het totaal en variabel vermogen, dient deze het quotiënt te zijn van dit constant vermogen en de waarde 16,67 (23). De waarde 16,67 resulteert uit de eenheidsconversie van [J/s] als eenheid van P_c naar [J.m/(mm.min)] als eenheid van C₁.

$$C_1 = \frac{P_c}{16,67} \quad (23)$$

Vanuit de uitgevoerde metingen bedraagt het constant vermogen gemiddeld 1.773 W met een standaarddeviatie³ van 24,8 W. Dit gemiddelde komt voort uit 93 metingen, waarbij de machine zich in verschillende operationele toestanden bevond (gemeten voor en na verschillende bewerkingen en op verschillende tijdstippen om zo invloed van variërend verloop van de inschakeling van koel- en oliepompen in te calculeren).

³ De berekening van de schatting van de *standaarddeviatie op de individuele waarden* gebeurt als volgt:

$$stdev = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n ((x_i - \bar{x}))^2}{n-1}}, \text{ met}$$

x_i de verschillende meetwaarden,
 \bar{x} het gemiddelde van alle meetwaarden en
 n het aantal meetwaarden.

De schatting van de *standaarddeviatie op het gemiddelde* is dan $\frac{stdev}{\sqrt{n}}$. Dit is steeds de waarde die vermeld wordt in het vervolg van deze tekst.

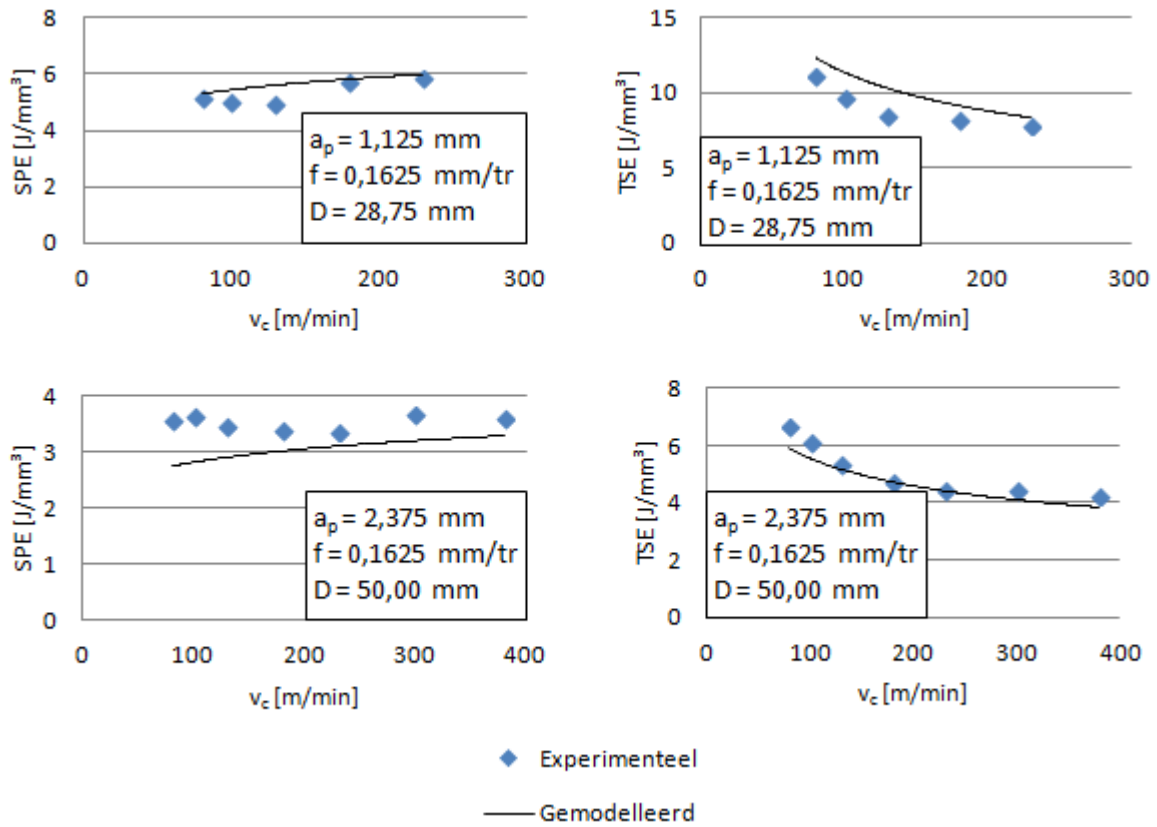
Gedurende deze masterproef blijft deze component onbesproken daar reeds heel wat onderzoek werd uitgevoerd hierop. Vanuit dit constant vermogen dient C_1 een waarde te hebben van $106 \text{ J.m}/(\text{mm.min})$ wat zeer afwijkend is van de bekomen waarde uit het TSE model. Door nu gebruik te maken van deze laatste constante bij het bekomen SPE-model, resulteren de constanten van het model van Guo et al. [1] in Tabel 3.

Tabel 3: Finaal energiemodel volgens Guo et al. [1]

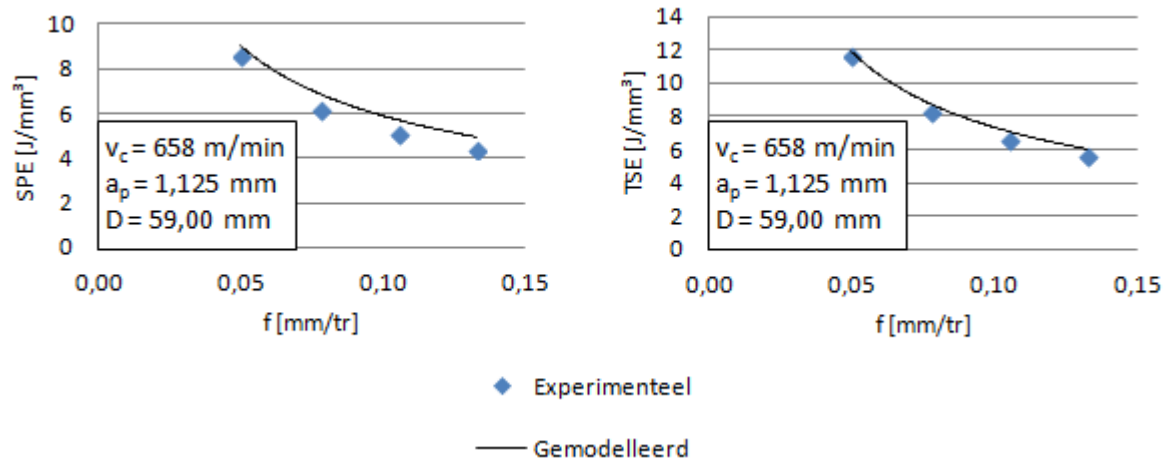
TSE-constanten		
Constante	17CrNiMo6	11SMnPb30
$C_0 \text{ [J.min}/(\text{m.mm}^3)]$	8,501	1,921
$\alpha \text{ [-]}$	0,1156	0,4486
$\beta \text{ [-]}$	-0,6152	-0,6851
$\gamma \text{ [-]}$	-0,4304	-0,8214
$\varphi \text{ [-]}$	-0,6094	-0,8040
$C_1 \text{ [J.m}/(\text{mm.min})]$	106,4	85,44
R^2	<u>0,952</u>	<u>0,995</u>

Zoals weergegeven in Tabel 3, bedraagt de correlatiecoëfficiënt R^2 met dit aangepaste model 0,952. Dit is slechts een daling van 0,006 ten opzichte van het voorheen afgeleide TSE-model. Vanuit de kennis dat dit laatste model een logischer resultaat weerspiegelt, zal deze het concluderend model vormen. Hierin is verder duidelijk dat de constante C_1 ook een grotere waarde heeft dan in het bekomen model voor het materiaal 11SMnPb30. Deze grotere waarde wijst erop dat er afhankelijk van de thermische toestand van de werktuigmachine mogelijk een verschil bestaat in het constante deel van het energieverbruik. Dit constant deel representeert immers onder andere koel- en oliepompen van de aandrijvingen die meer belast zijn in warmere toestanden van de werktuigmachine.

Voor beide materialen resulteert dit model verder in merkbaar verschillende waarden. Deze verschillen kunnen zoals reeds gesuggereerd vooreerst te wijten zijn aan een verschillende thermische toestand van de werktuigmachine. Gedurende de experimenten met het materiaal 17CrNiMo6 is de machine telkens in thermische regimetoestand gebracht, terwijl de thermische toestand bij de eerdere experimenten, uitgevoerd door Guo et al. [1], met het materiaal 11SMnPb30 niet gekend is. Verder blijkt het materiaal 17CrNiMo6 vanuit de hogere waarde voor C_0 een grotere specifieke energie bij het langsdraaien te vereisen. Deze conclusie is ook duidelijk uit het beschouwen van de grootte van de specifieke snijkracht $k_{c1,1}$ die recht evenredig is met het snijvermogen. Deze specifieke snijkracht bedraagt voor 17CrNiMo6 1.700 N/mm^2 , terwijl dit voor 11SMnPb30 slechts 1.500 N/mm^2 is. Verder is het hier onderzochte staal heel wat minder afhankelijk van de verschillende ingestelde parameters. Enkel de voedingssnelheid f verkrijgt een gelijkaardige exponent. Het verloop blijft echter nog steeds gelijkaardig, negatieve exponenten bij voedingssnelheid, snedediepte en diameter. Enkele verbanden zijn weergegeven in Grafiek 2 en Grafiek 3.



Grafiek 2: SPE en TSE in functie van snijsnelheid



Grafiek 3: SPE en TSE in functie van voedingsnelheid

Grafiek 2 beschrijft het verloop van de specifieke procesenergie en de totale specifieke energie in functie van de snijsnelheid bij gelijkblijvende parameters snedediepte a_p , voedingssnelheid f en diameter D . Hier wijkt het bekomen model slechts weinig af van de experimentele waarden. Ook zal de snijsnelheid van ondergeschikt belang zijn (ten opzichte van de andere parameters) voor beide specifieke energieën. Grafiek 3 toont de grotere invloed van de voedingssnelheid op de specifieke energieën, wat ook merkbaar is uit de bepaalde coëfficiënten. Zoals reeds aangehaald in de verschillende geraadpleegde literatuur zullen de engst (grootst) ingestelde parameters voor de laagste specifieke energie en dus het totaal energieverbruik zorgen. Het optimaal punt waarvan sprake in de literatuur van Guo et al. [1], is voor het materiaal 17CrNiMo6 echter niet terug te vinden in het opgestelde bereik van de snijsnelheid. De lage positieve exponent in het variabel deel van TSE zal bij stijgende snijsnelheid het dalend aandeel van het constant energieverbruik slechts overtreffen in een gebied waar de snijsnelheid hoger is dan de uitgevoerde snijsnelheden. Deze hogere snijsnelheden zijn praktisch onmogelijk te bereiken met de gebruikte werktuigmachine. De interactie met mogelijke ruweheidsmodellen zal dus enkel als resultaat hebben de engste parameters in te stellen die een vereiste ruwheid nog net verzekeren.

4.4. Besluit

Dit hoofdstuk beschrijft de afleiding van het energiemodel volgens Guo et al. [1] voor het werkstukmateriaal 17CrNiMo6. Een vergelijking met het reeds opgestelde model voor het materiaal 11SMnPb30 levert gelijkaardige conclusies betreffende het verloop van het energieverbruik in functie van de verschillende procesparameters. Het voornaamste verschil is dat voor dit materiaal, het gebruikte gereedschap en de welbepaalde machineconfiguratie, de energiezuinigste processen bekomen worden door de engste instelparameters, terwijl voor het onderzochte materiaal 11SMnPb30 er een optimaal punt in het verloop van de totale specifieke energie bestond bij een snijsnelheid van 340 m/min. Verder is de vergelijking van beide modellen ook beperkt wegens een mogelijk verschil in thermische toestand van de machine, welke een zeer grote invloed heeft op het energieverbruik.

Niettegenstaande dit bekomen model een snelle evaluatie van een bepaald snijproces toelaat, bezit deze nog een zeer belangrijk nadeel. Bovenstaande afleiding dient namelijk volledig opnieuw uitgevoerd te worden voor elke verschillende machineconfiguratie, thermische toestand, werkstukmateriaal, snijbewerking... Volgend hoofdstuk komt aan dit belangrijk nadeel tegemoet door een vernieuwende methode voor de energiekarakterisatie van een werktuigmachine voor te stellen.

Hoofdstuk 5: Generische methode voor de karakterisatie van het variabel energieverbruik

Bij het gebruik van het model voor de energieconsumptie van werktuigmachines gedurende verspaningsprocessen volgens Guo et al. [1] bestaat het belangrijk nadeel dat ieder type operatie (langsdraaien, vlakdraaien, frezen ...) het opstellen van een nieuw model vereist. Daarnaast is een bepaald model enkel van toepassing voor een specifiek materiaal en binnen het vooropgestelde parameterbereik. De modellen zijn ook beperkt tot de specifieke machineconfiguratie van de werktuigmachine waarmee ze zijn opgesteld. De reden voor dit alles is dat deze modellen gebaseerd zijn op een zogenaamde “black box” theorie. In deze theorie bestaat er geen relatie met de opbouw van de werktuigmachine en zijn verschillende componenten en de daarmee gerelateerde eigenschappen.

Het innovatieve aspect van deze masterproef is het vinden van een generische methode voor het karakteriseren van de variabele energieconsumptie bij werktuigmachines. De interne structuur van de werktuigmachine, bestaande uit verschillende energieconsumerende componenten, is het uitgangspunt van dit nieuw (generisch) model. Hierdoor wordt afgestapt van de “black box” theorie wat toelaat het bovenvermeld nadeel van het model volgens Guo et al. [1] tegemoet te komen. De analyse van de hardwareopstelling van de machine maakt het mogelijk dergelijke componenten te onderscheiden. De karakterisatie van het energieverbruik van deze componenten gebeurt hierbij in functie van de procesparameters. Naast deze hardwarecomponenten heeft het bewerkingsproces ook een aandeel in het variabele energieverbruik. Als laatste zal er meestal binnen de variabele energieconsumptie een beperkt gedeelte onafhankelijk zijn van de procesparameters. In volgende vergelijking (24) bestaat het variabel vermogen P_v bijgevolg uit de som van het constant aandeel van het variabel vermogen P_{vc} , het vermogen vereist voor het bewerkingsproces P_s en het vermogen verbruikt door de componenten P_{co} .

$$P_v = P_{vc} + P_s + P_{co} \quad (24)$$

Dergelijk model heeft dus als input enerzijds de werkvoorbereiding met bijhorende procesparameters en anderzijds de configuratiegegevens van de werktuigmachine.

De output van het model is een raming voor het variabel energieverbruik gedurende een bepaald proces.

De sterkte van deze vernieuwende generische methode is dat deze toepasbaar is op eender welk type werktuigmachine (bijvoorbeeld plooibanken, laserstraalmachines, ponsmachines...). Deze methode vereist enkel de kennis van de opbouw van de beschouwde werktuigmachine en het energieverbruik van het betreffende snijproces.

Binnen deze masterproef is het opstellen van dergelijk generisch model toegepast op het draai-frees center Mori Seiki NL 2000Y/500. De validatie van het model bewijst de doeltreffendheid van deze methode.

5.1. Constant energieverbruik

Binnen de variabele energieconsumptie is er een deel onafhankelijk van de procesparameters. Dit constant vermogen resulteert uit het operationeel klaarzetten van de machine bij het sluiten van de deur. Wanneer de deur open is, houdt een magnetische rem de lineaire drives, die de massa van de gereedschapsrevolver moeten dragen, op een gefixeerde positie. Eenmaal de deur gesloten, valt deze magnetische rem weg en worden de drives geactiveerd welke op hun beurt de gefixeerde positie onderhouden.

Voor de onderzochte werktuigmachine "Mori Seiki NL2000Y/500", bedraagt dit constant aandeel gemiddeld $P_{vc} = 202,8$ W met een standaarddeviatie van 0,94 W. Dit gemiddelde komt voort uit 245 metingen, waarbij de machine zich in verschillende operationele toestanden bevond (gemeten voor en na verschillende bewerkingen en op verschillende tijdstippen).

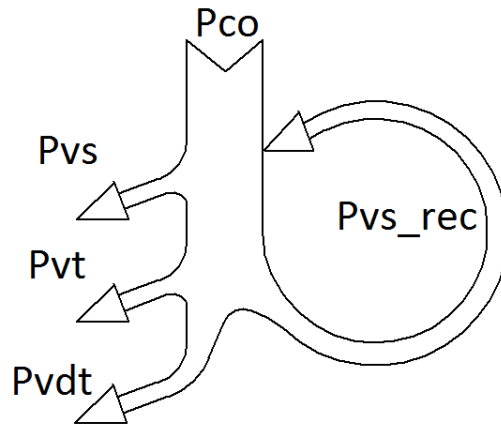
5.2. Verspaningsproces

De berekening van het energieverbruik van het verspaningsproces zelf is reeds toegelicht in het hoofdstuk 'Omkadering'.

5.3. Energieconsumerende componenten

Bij het opdelen van de Mori Seiki NL2000Y/500 in energieconsumerende elementen, onderscheidt men de spil, de voedingsassen en de aangedreven gereedschappen. Zoals duidelijk in volgende vergelijking (25) en Figuur 16 bestaat het vermogen vereist voor de aandrijving van de componenten P_{co} uit het vereist spilvermogen P_{vs} , het gerecupereerd spilvermogen ten gevolge van vertraging van de spil P_{vs_rec} (negatieve waarde), het vermogen vereist door de voedingsassen P_{vt} en het vermogen vereist door het aangedreven gereedschap P_{vdt} .

$$P_{co} = P_{vs} + P_{vs_rec} + P_{vt} + P_{vdt} \quad (25)$$



Figuur 16: Vermogensvloeï energieconsumerende componenten

De energiekarakterisatie van deze componenten wordt besproken in volgende paragrafen. Hierbij resulteren de verschillende afleidingen finaal in een representatief model, voor waar de beschouwde werktuigmachine zich in een thermische regimetoestand bevindt. Het belang van deze thermische randvoorwaarde is reeds besproken in het vorig hoofdstuk.

5.3.1 Spil

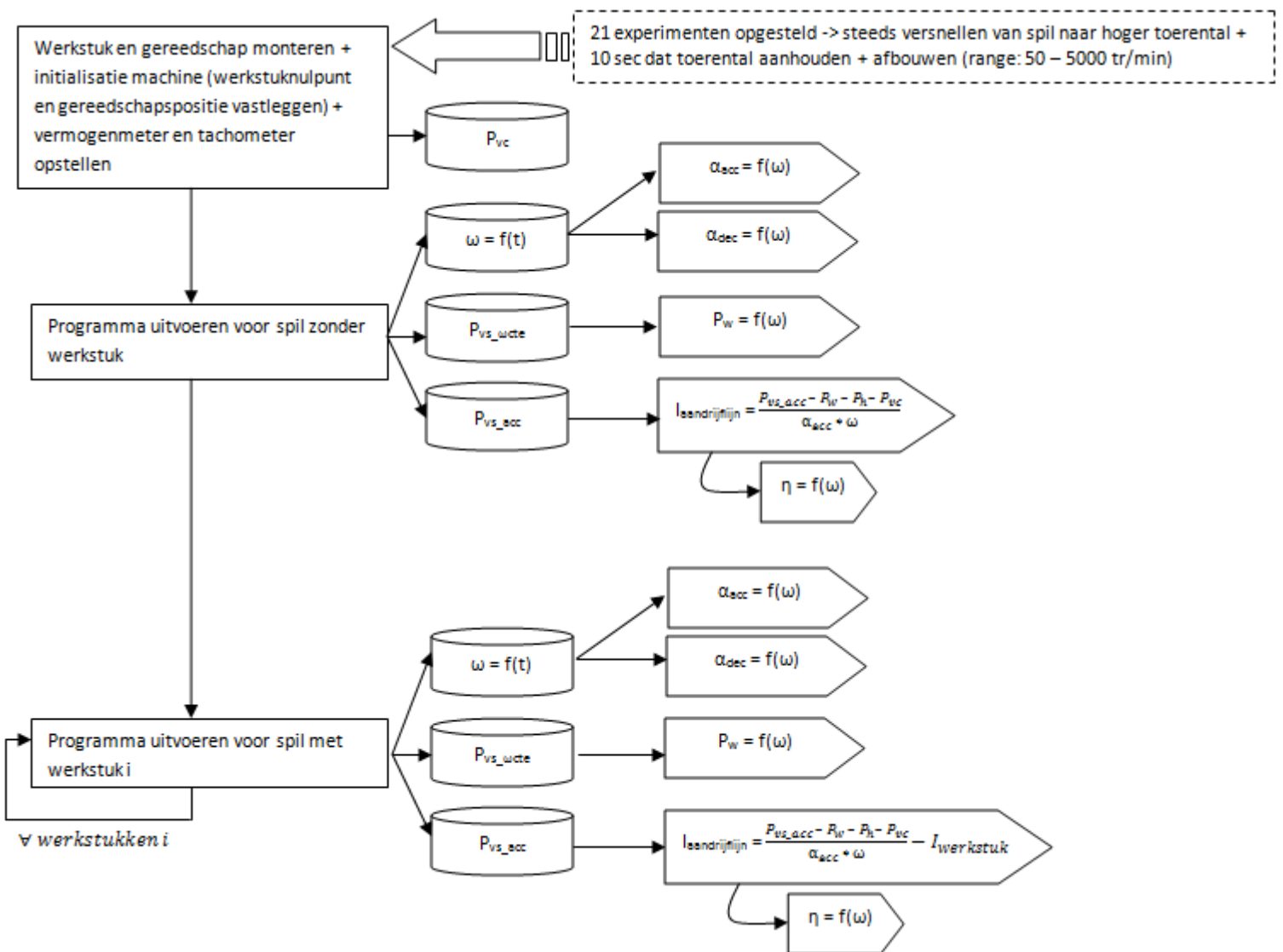
De energie nodig voor de aandrijving van de spil heeft een zeer belangrijk aandeel in de variabele energieconsumptie. Deze energieconsumptie vereist het onderscheiden van twee bedrijfsmodes, namelijk een mode waarbij de spil versnelt (versnellingsmode) en een mode waarbij de spil een constant toerental aanhoudt. Gedurende de mode van constant toerental bestaat het energieverbruik enkel uit wrijvingsenergie, bepaald door het wrijvingsvermogen P_w . In de versnellingsmode bestaat het spilvermogen, naast dit wrijvingsvermogen, uit een extra vermogen welke afhankelijk is van de aangedreven inertie I , de hoeksnelheid ω en de hoekversnelling α_{acc} . De inertie bestaat op zijn beurt uit de inertie van de aandrijflijn en de inertie van het opgespannen werkstuk. Daarnaast zal er in beide modes een verlies aan vermogen zijn door de niet-ideale omzetting van elektrische energie naar mechanische energie van de spilmotor, het conversieverliesvermogen P_h . Deze is gerelateerd aan het rendement η van de spilmotor. Dit alles resulteert in volgende formule (26) voor het spilvermogen:

$$P_{vs} = \frac{(I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * \alpha_{acc} * \omega}{\eta} + \frac{P_w}{\eta} \quad (26)$$

Gedurende het vertragen van de spil recupereert de desbetreffende werktuigmachine Mori Seiki NL2000Y/500 energie. Als α_{dec} (<0) de hoekvertraging voorstelt, dan bepaalt volgende uitdrukking (27) het gerecupereerd spilvermogen P_{vs_rec} (<0):

$$P_{vs_rec} = [(I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * \alpha_{dec} * \omega + P_w] * \eta \quad (27)$$

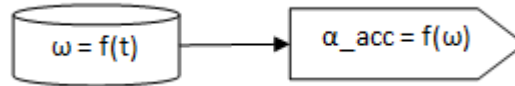
De volgende paragrafen beschrijven uitvoerig de experimentele bepaling van het versnellingsprofiel, het vertragingprofiel, het wrijvingsvermogen, de inertie van de aandrijflijn en het rendement van de spilmotor, alsook van welke parameters deze afhankelijk zijn. De experimenten bestaan uit versnellingen naar verschillende toerentallen, waarna dit toerental gedurende tien seconden aangehouden blijft om vervolgens terug af te bouwen tot nul toeren per minuut. Aangezien de Mori Seiki NL2000Y/500 begrensd is tot 5.000 tr/min, zijn er 21 experimenten opgesteld binnen een bereik van 50 tot 5.000 tr/min. De ISO codes voor deze experimenten zijn handmatig opgesteld en ingevoerd in de sturing van de machine. Figuur 17 geeft een overzicht van de gehanteerde meetprocedure, toegelicht in volgende paragrafen.



Figuur 17: Meetprocedure energiekaracterisatie spil

5.3.1.1. Versnellingsprofiel

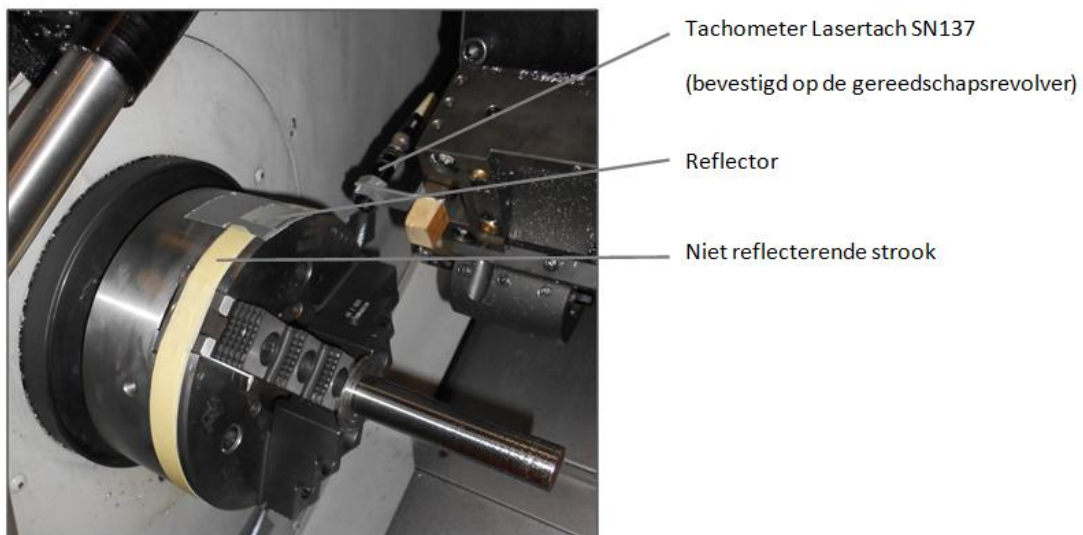
Deze paragraaf beschrijft de afleiding van het versnellingsprofiel van de spil. De procedure is opgedeeld in twee stappen, schematisch voorgesteld in Figuur 18. Vanuit het verloop van de hoeksnelheid in functie van de tijd (eerste stap) resulteert via differentiatie naar de tijd het versnellingsprofiel (tweede stap).



Figuur 18: Twee stappen ter bepaling van het versnellingsprofiel van de spil

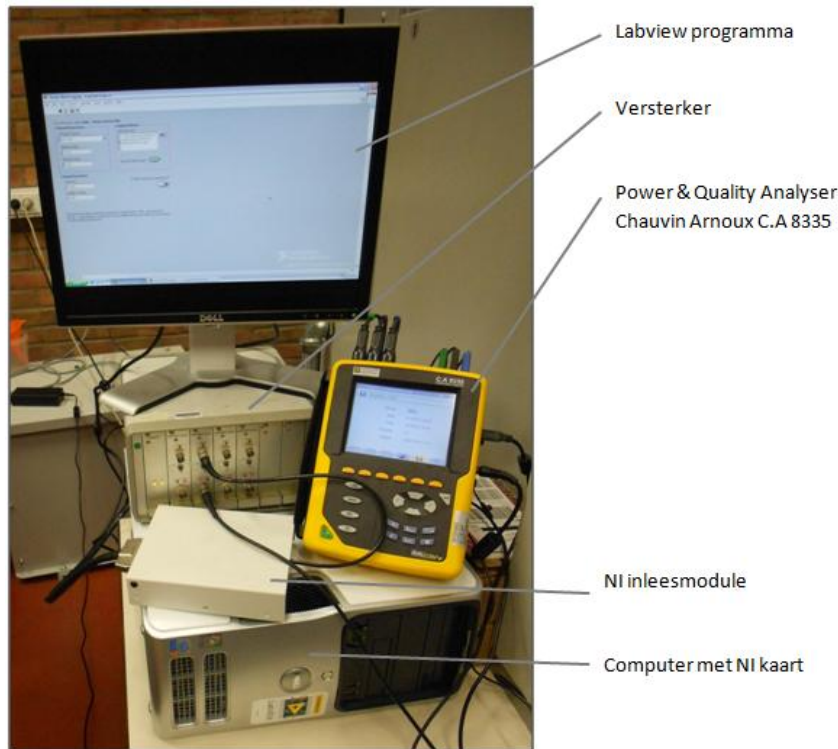
Bepaling van het verloop van de hoeksnelheid in functie van de tijd $\omega=f(t)$

Metingen met een tachometer leiden tot het verloop van de hoeksnelheid tijdens de vooropgestelde experimenten. De klauwplaat, gemonteerd op de spil, is voorzien van een reflecterende strook. Telkens deze reflecterende strook de tachometer voorbijkomt, genereert de tachometer een puls (hoog signaal). National Instruments gereedschap versterkt deze puls en slaat dit versterkt signaal op. De ingestelde meetfrequentie van de tachometer bedraagt 1.000Hz. Deze eerder hoge frequentie is vooral noodzakelijk bij hogere toerentallen om zo voldoende aantal pulsen (een aantal milliseconden) tussen twee pulsen te bekomen en om zo ook alle pulsen met zekerheid te detecteren. Figuur 19 toont de opstelling van de tachometer op de Mori Seiki NL2000Y/500. Merk op dat de resterende contour van de klauwplaat van een niet-reflecterende strook voorzien is om 'valse' pulsen te voorkomen.



Figuur 19: Meetopstelling tachometer

Figuur 20 toont de meetopstelling voor het binnenlezen van enerzijds het signaal gegenereerd door de tachometer en anderzijds het variabel vermogen (ter bepaling van de inertie van de aandrijflijn en het wrijvingsvermogen, zie verder).



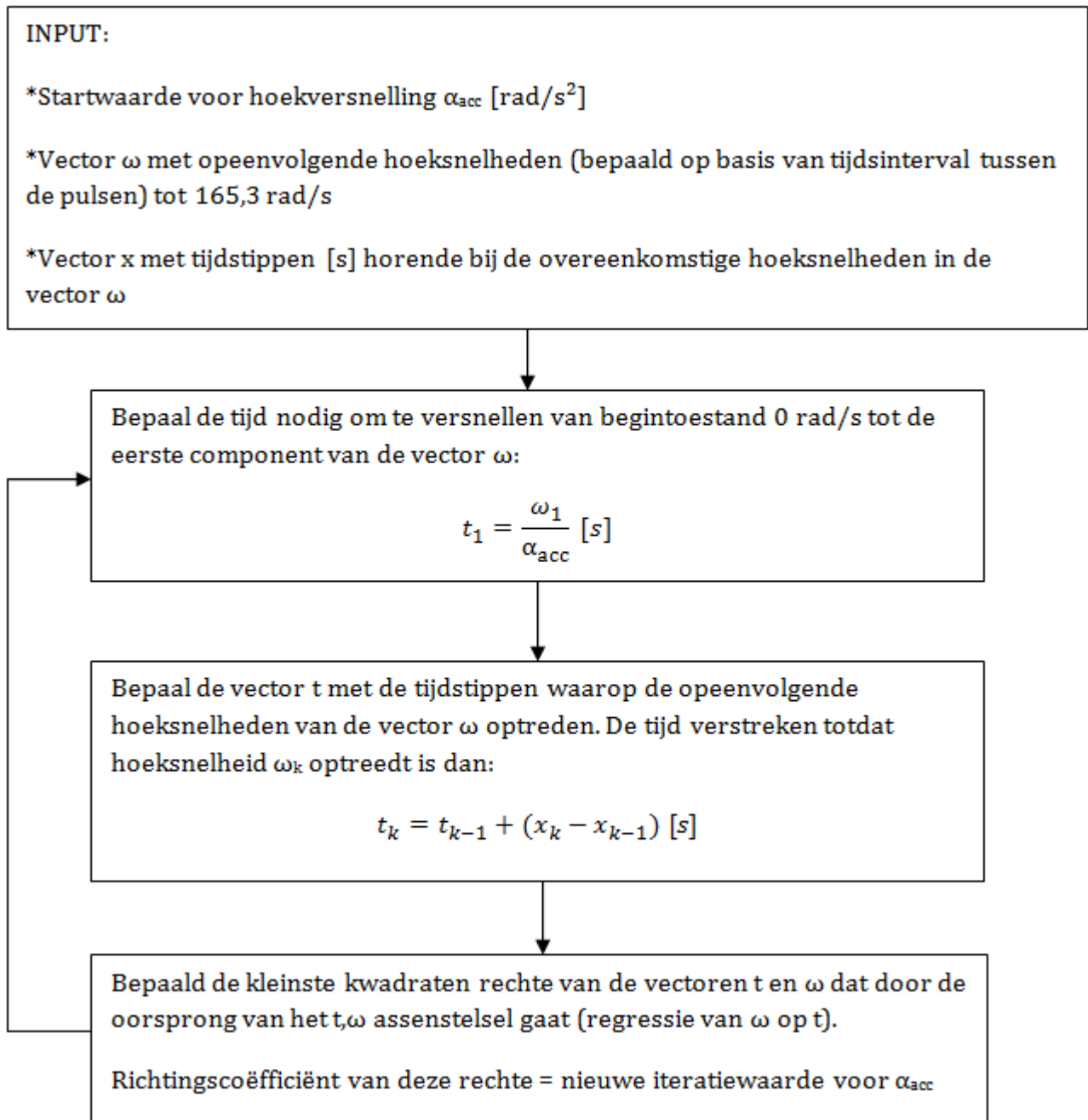
Figuur 20: Meetopstelling offside

Als output genereert het labview programma een Technical Data Management Streaming (TDMS) bestand, converteerbaar naar een Microsoft Office Excel bestand. Dit laatste bestand bevat dan de timing van de pulsen van de tachometer. Een Macro in Microsoft Office Excel automatiseert de analyse van deze bestanden. Als de tijd tussen twee pulsen Δt [s] is, dan levert de variërende puls frequentie f [Hz] het verloop van de hoeksnelheid in functie van de tijd $\omega(t)$ [rad/s], dit aan de hand van volgende vergelijking (28).

$$\omega(t) = 2 * \pi * f = 2 * \pi * \frac{1}{\Delta t} \quad (28)$$

Deze hoeksnelheid komt voor ergens tussen de twee pulsen waarmee deze berekend is. Aangezien de tijdsintervallen zeer klein zijn, situeert deze hoeksnelheid zich bij benadering op het gemiddelde van het tijdsinterval. De tijd om te versnellen van 0 rad/s tot de eerst bepaalde hoeksnelheid is nog onbekend. Dit is echter belangrijk te weten om nadien een correcte kleinste kwadraten regressie uit te voeren, alsook om de tijdsbasis van de tachometer te laten overeenstemmen met de tijdsbasis van de vermogensmeter (zie verder). In wat volgt wordt toegelicht hoe deze tijd te bepalen. Uit een eerste analyse van de meetresultaten volgt dat de hoekversnelling tot 165,3 rad/s (=1.578,5 tr/min) zo goed als constant is. Via deze gekende constante

hoekversnelling is het dus mogelijk de tijd nodig om te versnellen van 0 rad/s tot de eerst bepaalde hoeksnelheid te bepalen. Dit kan namelijk door de respectievelijk bereikte hoeksnelheid te delen door deze constante hoekversnelling. Een iteratieve procedure bepaalt voor ieder experiment (versnelling naar verschillende toerentallen) de bijhorende constante hoekversnelling. Figuur 21 verduidelijkt deze procedure.



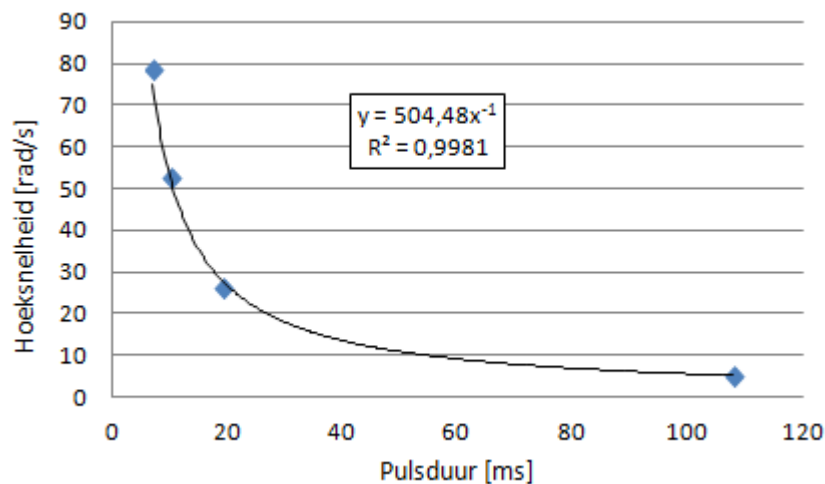
Figuur 21: Iteratieve procedure ter bepaling van de beginversnelling spil

Een aangemaakt Matlab programma voert deze bovenstaande procedure automatisch uit. De beschouwing van de lage hoeksnelheden bepaalt een goede startwaarde voor de iteratie, hierbij duurde de puls immers enkele milliseconden. De meetresultaten leiden tot Tabel 4.

Tabel 4: Verband pulsduur en hoeksnelheid

Pulsduur [ms]	ω [rad/s]
108	5,24
19	26,18
10	52,36
7	78,54

Deze data leveren een functie, waarbij de hoeksnelheid omgekeerd evenredig is met de pulsduur, weergegeven in Grafiek 4.



Grafiek 4: Hoeksnelheid spil in functie van de pulsduur

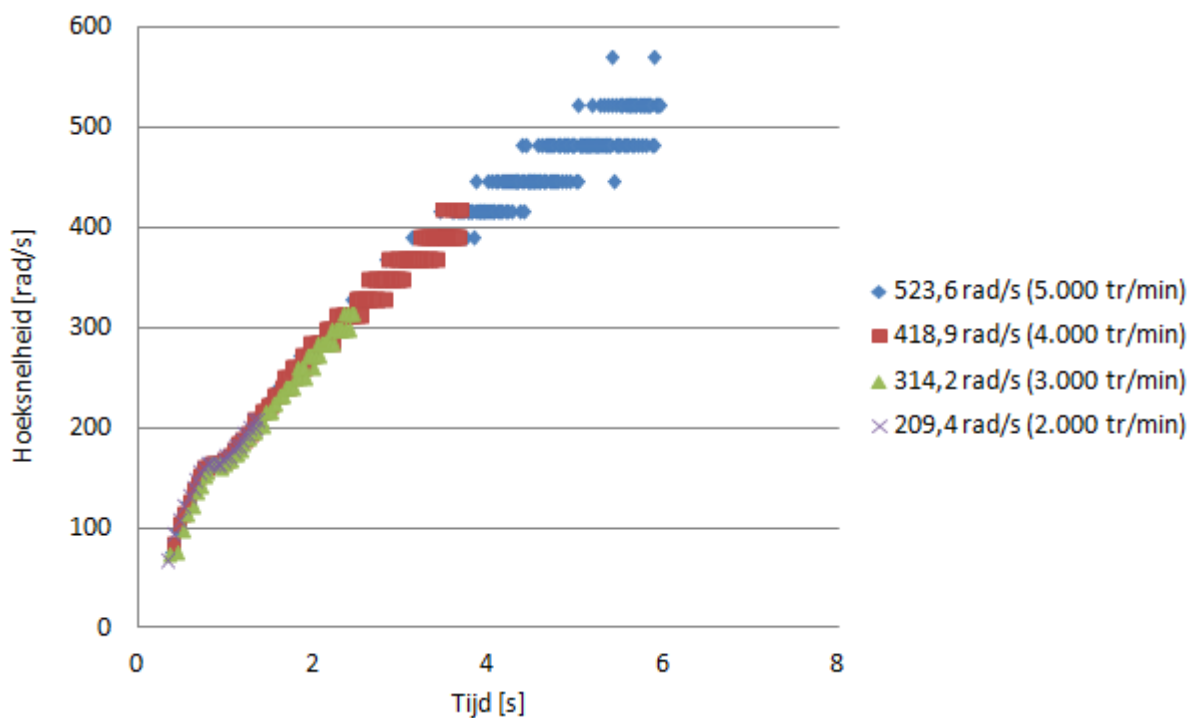
Vanaf de experimenten waarin versnellingen gebeuren naar hoeksnelheden van meer dan 78,54 rad/s is er met huidige meetinstellingen versnellingsdetectie mogelijk. Dit houdt in dat er minimum één detectie is van een hoeksnelheid lager dan de hoeksnelheid waarnaar men versnelt. Via bovenstaand functievoorschrift is aan de hand van de pulsduur van deze lager gemeten hoeksnelheid de grootte bepaald. Het verschil tussen twee opeenvolgende hoeksnelheden gedeeld door het tijdsinterval tussen de overeenkomstige pulsen levert een schatting van de initiële hoekversnelling α .

Deze methode is echter enkel toepasbaar bij lage hoeksnelheden. Uit bovenstaand functievoorschrift volgt dat er bij hoge hoeksnelheden slechts weinig tot geen verschil meer in (gedetecteerde) pulsduur te detecteren is waardoor er vanuit de pulsduur geen verschillende hoeksnelheden meer onderscheidbaar zijn.

De opstelling van het verloop van de hoeksnelheid in functie van de tijd gebeurt voor alle 21 experimenten. De uitvoering van deze experimenten gebeurt bovendien op verschillende werkstukconfiguraties om de invloed van de inertie van het werkstuk op het snelheidsprofiel te onderzoeken. Volgende configuraties zijn elk onderworpen aan de 21 experimenten:

- Zonder werkstuk in de klauwplaat,
- Met werkstuk in de klauwplaat;
 - Werkstuk A: Inertie $125 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$,
 - Werkstuk B: Inertie $4.568 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$.

Het resultaat van enkele experimenten op de configuratie zonder werkstuk in de klauwplaat is weergegeven in Grafiek 5.



Grafiek 5: Hoeksnelheid in functie van de tijd bij versnelling van de spil naar een bepaalde hoeksnelheid

De conclusie uit bovenstaande grafiek is vooreerst dat het snelheidsprofiel onafhankelijk blijkt te zijn van de te bereiken hoeksnelheid. Het 'breder' wordende verloop (horizontale clustering van datapunten) bij hogere hoeksnelheden is ten gevolge van het discreet karakter van de bepaling van de hoeksnelheden met de tachometer, dit op basis van het tijdsinterval tussen twee pulsen zoals eerder beschreven. Op een bepaalde samplefrequentie is er slechts een bepaling van een discreet aantal toerentallen mogelijk. Zo komt een hoeksnelheid van $340,3 \text{ rad/s}$ (3.250 tr/min) overeen met een pulsinterval van $2 \cdot \pi / 340,3 = 0,01846 \text{ s}$. Bij het hanteren van een samplefrequentie van 1.000 Hz (meetperiode 1 ms , zie ook eerder),

is deze hoeksnelheid onmogelijk detecteerbaar. Het pulsinterval zal immers steeds 0,018s of 0,019s zijn, wat overeenkomt met een hoeksnelheid van 330,7 rad/s (3.158 tr/min), respectievelijk 349,1 rad/s (3.333 tr/min) .

Het is duidelijk dat het verloop van de hoeksnelheid in functie van de tijd bestaat uit drie delen. Het eerste deel is van 0 tot 165,3 rad/s, waarbij er een lineair verband is tussen de hoeksnelheid en de tijd en dus resulteert in een constante hoekversnelling (zie ook eerder bij het iteratief bepalen deze constante hoekversnelling ter bepaling van de tijd nodig om te versnellen van 0 rad/s naar de eerst gedetecteerde hoeksnelheid). Het tweede deel bestaat uit het aanhouden van een constante hoeksnelheid van 165,3 rad/s gedurende enkele milliseconden. Het derde deel situeert zich wanneer de hoeksnelheid vanaf 165,3 rad/s terug oploopt. Hier is het verloop in functie van de tijd beschrijfbaar door een machtsfunctie.

De uitvoering van het bovenstaande voor de andere configuraties (met werkstuk in de klauwplaat) resulteren voor deel 1 in de waarden weergegeven in Tabel 5. Hier ontstaan de waarden uit het gemiddelde van de richtingscoëfficiënten (RICO's) horende bij de 21 verschillende experimenten, uitgevoerd per werkstukconfiguratie.

Tabel 5: Deel 1 versnellingsprofiel spil

Configuratie	Gemiddelde RICO	Gemiddelde R ²	Stdev op de gemiddelde RICO	Stdev op de gemiddelde R ²
Zonder Werkstuk	230,1	0,981	4,52	0,0020
Werkstuk A	234,5	0,978	3,22	0,0025
Werkstuk B	238,3	0,981	4,32	0,0017
Gemiddelde	234,3	0,980		

Uit deze tabel blijkt dat er een relatief grote standaarddeviatie is op de gemiddelde RICO's, echter is er relatief weinig variatie tussen de gemiddelde RICO's van de verschillende configuraties onderling. Dit besluit dat de inertie geen significante invloed heeft op het snelheidsprofiel van deel 1. Het verloop van de hoeksnelheid in functie van de tijd voor deel 1 resulteert bijgevolg in volgende functie (29):

$$\text{voor } 0 \leq \omega < 165,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ of nog voor } 0 \leq t < 0,7055 \text{ s geldt: } \omega(t) = 234,3 * t \quad (29)$$

met $\omega(t)$ de hoeksnelheid na een bepaalde tijdsduur van versnellen t .

Deel 2 bestaat uit het aanhouden van een constante hoeksnelheid van 165,3 rad/s voor een bepaalde tijd. Uit de experimenten blijkt dat de duurtijd van het aanhouden van deze hoeksnelheid onafhankelijk is van de inertie en steeds 0,19 s met een standaarddeviatie van 0,004 s bedraagt. De oorzaak hiervan is het overschakelen van ster- naar driehoeksschakeling van de spilmotor. Dit levert dus (30):

$$\text{voor } 0,7055 \leq t \leq 0,8955 \text{ s geldt: } \omega(t) = 165,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (30)$$

Deel 3 is beschreven door een machtsfunctie van de vorm $\omega = a \cdot t^b$. De resultaten hiervan zijn weergegeven in Tabel 6. Deze waarden resulteren terug uit het gemiddelde van de functiecoëfficiënten horende bij de 21 verschillende experimenten per werkstukconfiguratie.

Tabel 6: Deel 3 versnellingsprofiel spil

Configuratie	Gemiddelde a	Gemiddelde b	Gemiddelde R ²	Stdev op de gemiddelde a	Stdev op de gemiddelde b	Stdev op de gemiddelde R ²
Zonder Werkstuk	178,5	0,636	0,984	1,41	0,0115	0,0014
Werkstuk A	179,7	0,638	0,987	1,76	0,0125	0,0012
Werkstuk B	179,6	0,633	0,987	1,85	0,0121	0,0013
Gemiddelde	179,27	0,635	0,986			

Ook hier is de standaarddeviatie op de afzonderlijke gemiddelden a en b relatief groot ten opzichte van de grootte van de variatie tussen de gemiddelden onderling, wat besluit dat de inertie ook op dit deel van het snelheidsprofiel geen noemenswaardige invloed heeft. Het verloop van de hoeksnelheid in functie van de tijd voor deel 3 resulteert bijgevolg in onderstaande functie (31), (32):

voor $\omega > 165,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ of nog voor $0,8955 < t < t_{3\text{end}} [\text{s}]$ geldt:

$$\omega(t) = 182,15 * t^{0,6248} \quad (31)$$

$$\text{met } t_{3\text{end}} = \left(\frac{\omega}{182,15} \right)^{\frac{1}{0,6248}} [\text{s}] \quad (32)$$

met $\omega(t)$ de hoeksnelheid na een bepaalde tijdsduur van versnellen t .

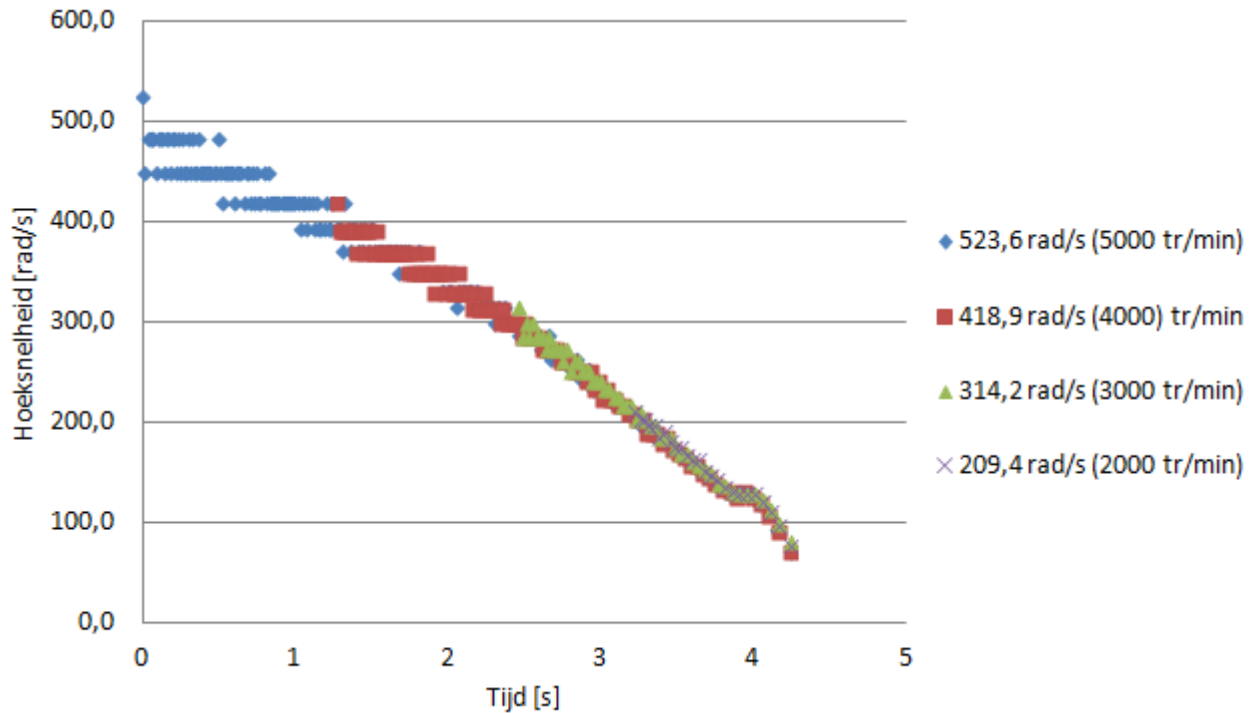
Bepaling van de hoekversnelling in functie van de hoeksnelheid $\alpha_{\text{acc}} = f(\omega)$

De versnelling ontstaat uit de numerieke differentiatie van de hoeksnelheid naar de tijd ($\alpha(t) = d\omega(t)/dt$). Voor de drie delen resulteert dit in volgend voorwaardelijk functievoorschrift (33):

$$\alpha_{\text{acc}}(t) = \begin{cases} 234,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \text{ voor } 0 \leq \omega < 165,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ of nog voor } 0 \leq t < 0,7055 \text{ s} , \\ 0 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \text{ voor } \omega = 165,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ of nog voor } 0,7055 \leq t \leq 0,8955 \text{ s} , \\ 113,8 * t^{-0,3752} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \text{ voor } \omega > 165,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ of nog voor } 0,8955 < t \leq t_{3\text{end}} [\text{s}]. \end{cases} \quad (33)$$

5.3.1.2. Vertragingprofiel

De bepaling van het vertragingprofiel is volledig analoog aan de bepaling van het versnellingsprofiel. Grafiek 6 geeft het resultaat weer van enkele experimenten op de configuratie zonder werkstuk in de spil. Hieruit blijkt dat de hoeksnelheid van waar men begint te vertragen geen effect heeft op het verloop ervan in functie van de tijd.



Grafiek 6: Hoeksnelheid in functie van de tijd bij vertraging van de spil van een bepaalde hoeksnelheid tot 0 rad/s

Uit Grafiek 6 blijkt ook dat het verloop van de hoeksnelheid in functie van de tijd terug bestaat uit drie delen. Het eerste deel is het vertragen van de oorspronkelijke hoeksnelheid tot 128,2 rad/s. Dit verloop is beschrijfbaar door een polynoom van de vorm $\omega = a*t^2 + b*t + c$ of voor de eenvoud door een rechte van de vorm $\omega = a*t + b$. Het tweede deel is het aanhouden van de hoeksnelheid 128,2 rad/s gedurende gemiddeld 0,05 s met een standaarddeviatie van 0,0054 s. Het derde deel is een lineaire afname van de hoeksnelheid van 128,2 rad/s tot 0 rad/s.

Voor het eerste deel zijn de verschillende experimenten uitgevoerd op dezelfde drie configuraties als bij de bepaling van het versnellingsprofiel. De benadering van het profiel is gebeurd volgens een rechte. Telkens is de gemiddelde richtingscoëfficiënt met bijhorende standaarddeviatie bepaald. Het resultaat is weergegeven in Tabel 7.

Tabel 7: Deel 1 vertragsprofiel spil

Configuratie	Gemiddelde RICO	Gemiddelde b	Gemiddelde R ²	Stdev op de gemiddelde RICO	Stdev op de gemiddelde R ²
Zonder Werkstuk	-97,3	523,6	0,968	0,55	0,0068
Werkstuk A	-99,5	523,6	0,968	1,54	0,0050
Werkstuk B	-105,4	523,6	0,955	3,20	0,0190
Gemiddelde	-100,7	523,6	0,964		

Uit deze waarden blijkt dat de richtingscoëfficiënt onderhevig is aan een licht stijgende trend in absolute waarde bij stijgende inertie. Hier bestaat er echter een beduidende onzekerheid, de grootte van de bijhorende standaarddeviaties in acht genomen. Deze mogelijke trend zal verder genegeerd blijven wat maakt dat de verder gebruikte richtingscoëfficiënt het gemiddelde van de gemiddelde RICO's is. Indien deze trend toch van belang zou blijken te zijn, dan is het noodzakelijk het snelheidsprofiel met een beduidend hogere tachometer-samplefrequentie op te meten. Zo zal het discreet karakter van de tachometer merkbaar verminderen en zal deze het breder verloop bij hogere hoeksnelheden reduceren. Dit levert op zijn beurt hoogstwaarschijnlijk een lagere standaarddeviatie. Voor deel 1 geldt bijgevolg (34), (35), (36):

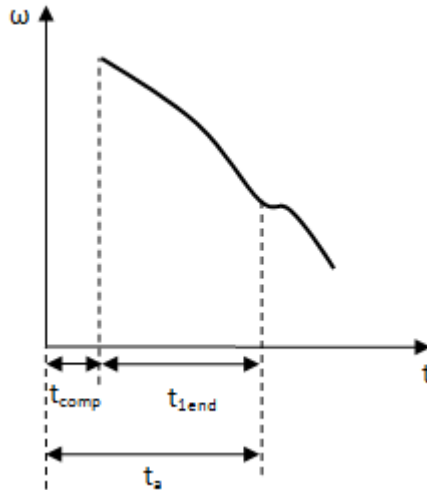
voor $\omega > 128,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ of nog voor $0 \leq t < t_{1\text{end}}$ [s] geldt:

$$\omega(t) = -100,7 * (t + t_{\text{comp}}) + 523,6 \quad (34)$$

met * t_{comp} uit bovenstaande vgl waarbij op $t = 0$ s moet gelden $\omega(t) = \omega_{\text{start}}$:

$$t_{\text{comp}} = 5,2 - \frac{\omega_{\text{start}}}{100,7} \quad (35)$$

* $t_{1\text{end}} = t_a - t_{\text{comp}}$ zoals geïllustreerd op Figuur 22



Figuur 22: t_{1end} deel 1 vertragsprofiel spil

$$\text{hierin is } t_a = 5,2 - \frac{\omega_a}{100,7} \text{ met } \omega_a = 128,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \rightarrow t_a = 3,927 \text{ s},$$

$$\text{bijgevolg geldt } t_{1end} = t_a - t_{comp} = 3,927 - t_{comp} \quad (36)$$

De wiskundige beschrijving van het derde deel bekomt men door voor iedere configuratie de gemiddelde richtingscoëfficiënt en het gemiddelde snijpunt met de ω -as van de verschillende experimenten te bepalen. Het resultaat hiervan is weergegeven in Tabel 8.

Tabel 8: Deel 3 vertragsprofiel spil

Configuratie	Gemiddelde RICO	Gemiddelde b	Gemiddelde R^2	Stdev op de gemiddelde RICO	Stdev op de gemiddelde b	Stdev op de gemiddelde R^2
Zonder Werkstuk	-215,6	989,9	0,983	5,87	27,43	0,0042
Werkstuk A	-217,2	989,5	0,975	2,69	13,21	0,0083
Werkstuk B	-241,6	1031,9	0,969	8,56	32,40	0,0062
Gemiddelde	-224,8	1003,8	0,976			

Hieruit zou terug een licht stijgende trend van de richtingscoëfficiënt in functie van stijgende inertie blijken, maar ondanks de grote standaarddeviaties bestaat hierover terug een noemenswaardige onzekerheid. Het negeren van deze mogelijk bestaande trend laat toe verder te rekenen met de gemiddeldes van de gemiddelde coëfficiënten. Voor deel 3 geldt bijgevolg (37), (38):

$$\text{voor } \omega < 128,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ of nog voor } t_{1end} + 0,05 < t \leq t_{3end} + t_{1end} + 0,05 \text{ [s] geldt:}$$

$$\omega(t) = -224,8 * (t + t_{comp}) + 1003,8 \quad (37)$$

met t_{3end} uit bovenstaande vgl waarbij op $t = t_{3end} + t_{1end} + 0,05$ moet gelden

$$\omega = 0 \frac{rad}{s}:$$

$$t_{3end} = -3,69 - 0,05 + \frac{1003,8}{224,8} = 0,72 \text{ s} \quad (38)$$

Het vertragingprofiel bekomt men vervolgens door bovenstaande functies te differentiëren naar de tijd. Dit levert onderstaande vergelijkingen (39):

$$\alpha_{dec}(t) = \begin{cases} -100,7 \frac{rad}{s^2} \text{ voor } \omega > 128,2 \frac{rad}{s} \text{ of nog voor } 0 \leq t < t_{1end} [s], \\ 0 \frac{rad}{s^2} \text{ voor } \omega = 128,2 \frac{rad}{s} \text{ of nog voor } t_{1end} \leq t \leq t_{1end} + 0,05 \text{ s}, \\ -224,8 \frac{rad}{s^2} \text{ voor } \omega < 128,2 \frac{rad}{s} \text{ of nog voor } t_{1end} + 0,05 < t \leq t_{3end} [s]. \end{cases} \quad (39)$$

5.3.1.3. Wrijvingsvermogen

Als de spil op een constante hoeksnelheid draait, bedraagt de versnelling nul en herleidt het spilvermogen $P_{vs,\omega cte}$ zich tot de som van het wrijvingsvermogen P_w en het conversieverliesvermogen P_h . Er geldt (40):

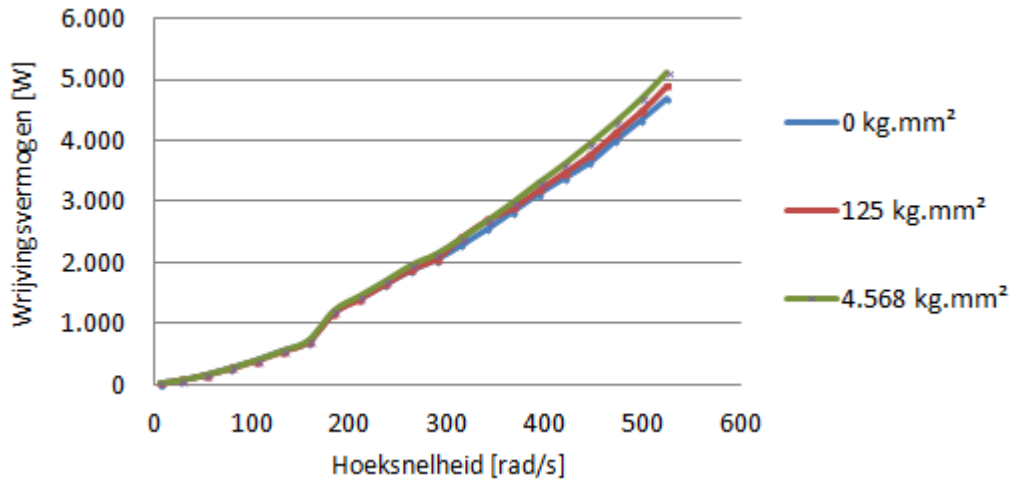
$$P_{vs,\omega cte} = P_w + P_h \quad (40)$$

In deze vergelijking is het conversieverliesvermogen nog onbekend. Voor de bepaling van deze term dient het verloop van het rendement η van de spilmotor in functie van de hoeksnelheid gekend te zijn. De spilmotor van de Mori Seiki NL2000Y/500 is van het type 'Mitsubishi SJ-PMB25604-01'. Gegevens betreffende het rendement van deze motor zijn echter nergens ter beschikking gesteld. Toch bestaat er een mogelijkheid om het verloop van het rendement in functie van de hoeksnelheid bij benadering te bepalen, namelijk op basis van de randvoorwaarde dat de inertie van de aandrijflijn onafhankelijk is van de hoeksnelheid. Deze afleiding situeert zich verder in de paragraaf over het bepalen van de inertie van de aandrijflijn (§5.3.1.4). Het resultaat daarvan wordt hier reeds gebruikt. Bovenstaande vergelijking is dan herschrijfbaar als volgt (41):

$$P_{vs,\omega cte} = \frac{P_w}{\eta} \quad (41)$$

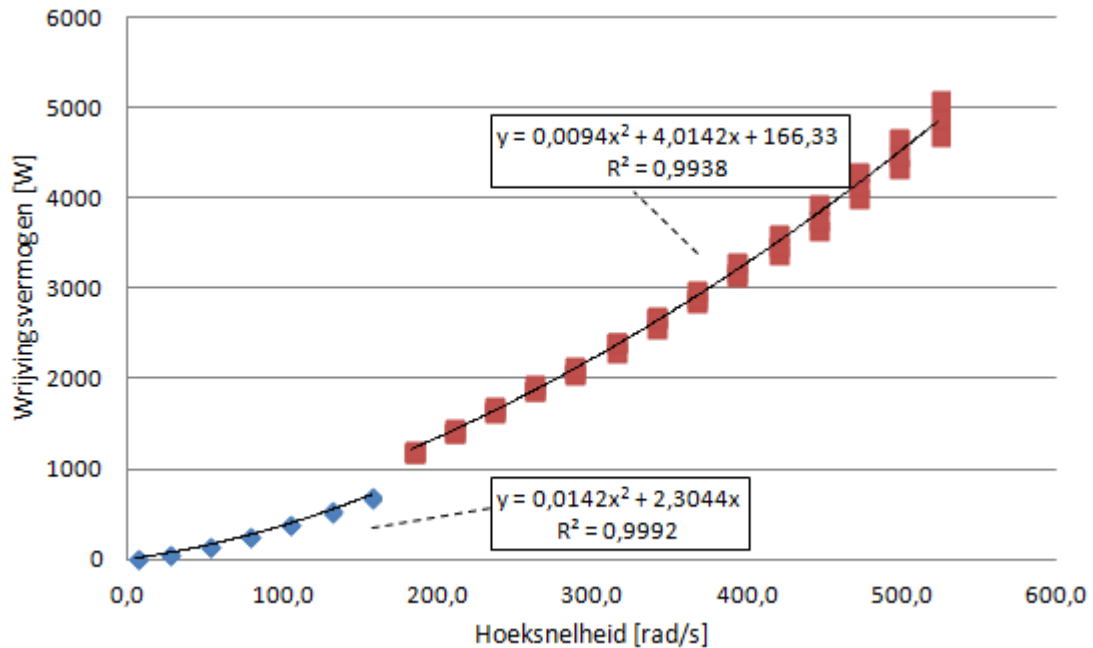
Het wrijvingsvermogen van de aandrijflijn in functie van de hoeksnelheid bekomt men door het spilvermogen $P_{vs,\omega cte}$ te meten bij verschillende constante hoeksnelheden en hiervan het constant aandeel van het variabel vermogen P_{vc} af te trekken. Vandaar dat bij de reeks experimenten, opgesteld voor de karakterisatie van

de spil, de verschillende hoeksnelheden steeds tien seconden aangehouden bleven (zie eerder). Ook de invloed van de inertie van het werkstuk is onderzocht; hiertoe zijn de opgestelde experimenten uitgevoerd voor werkstukken met verschillende inertie. Het resultaat van deze experimenten is weergegeven in Grafiek 7. De curve die hoort bij $0 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ stelt de configuratie voor waar geen werkstuk in de klauwplaat is opgespannen. De inertiewaarden horende bij de andere curven stellen de inertie van het werkstuk voor dat opgespannen werd in de klauwplaat.



Grafiek 7: Wrijvingsvermogen spil in functie van de hoeksnelheid voor verschillende werkstukinerties

Uit deze grafiek volgt dat de inertie geen significante invloed heeft op het wrijvingsvermogen tot een hoeksnelheid van ongeveer 300 rad/s. Bij hogere hoeksnelheden is een licht stijgende trend van het wrijvingsvermogen bij grotere opgespannen inerties waarneembaar. Deze beperkte invloed blijft echter buiten beschouwing gelaten, dit door één curve door alle data te fitten. Ter hoogte van 165,3 rad/s is er duidelijk steeds een sprong in de curve, dit is terug te wijten aan de overschakeling van ster- naar driehoekschakeling van de spilmotor. Dit maakt dat het verloop van het wrijvingsvermogen in functie de hoeksnelheid opgedeeld is in twee delen, zoals weergegeven in Grafiek 8.



Grafiek 8: Wrijvingsvermogen van de spil in functie van de hoeksnelheid, interpolatie door gecombineerde data

Het wrijvingsvermogen P_w [W] in functie van de hoeksnelheid ω [rad/s] levert bijgevolg volgende voorwaardelijke functie (42):

$$P_w = \begin{cases} 0,0142 * \omega^2 + 2,3044 * \omega & \text{voor } 0 \leq \omega < 165,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ 0,0094 * \omega^2 + 4,0142 * \omega + 166,33 & \text{voor } 165,3 < \omega \leq 523,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \end{cases} \quad (42)$$

Merk op dat er ter hoogte van 165,3 rad/s een discontinuïteit van 318 W bestaat. Het is dan logisch op dit punt te rekenen met het gemiddelde van de waarden bekomen uit beide functievoorschriften. Verder hebben bovenstaande functies een sterk lineair en een eerder licht kwadratisch karakter. Het sterk lineair karakter is ten gevolge van de overheersende coulomb wrijving. Het eerder licht kwadratisch karakter is ten gevolge van een beperkte viskeuze wrijving tussen de spil en de olie eromheen. Ten laatste is er in deze functies geen merkbare kubische term aanwezig, wat betekent dat de luchtweerstand niet van belang is. [19]

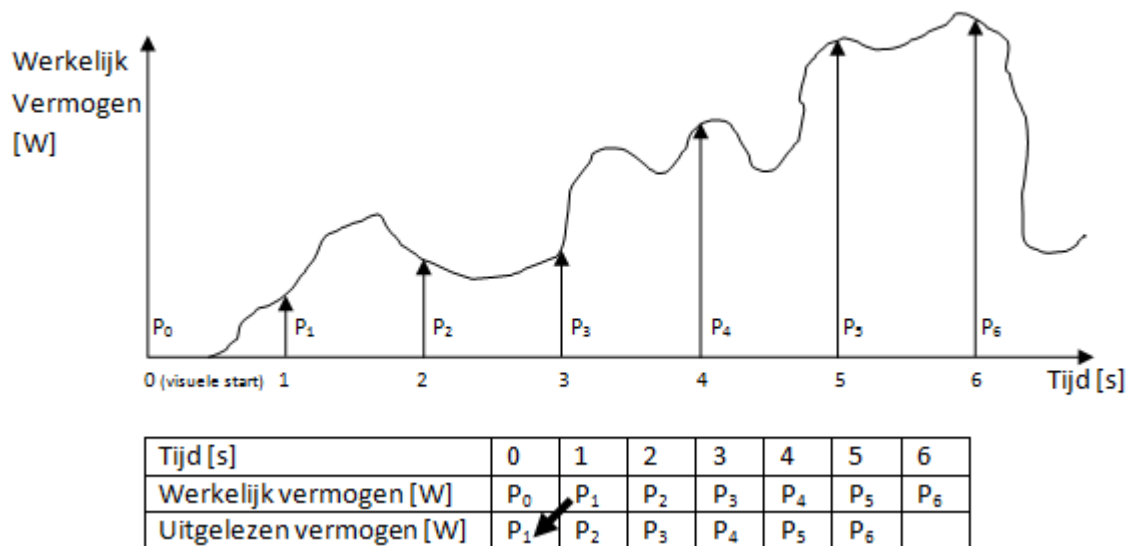
Tenslotte is het zeer belangrijk dat voor deze vergelijkingen de voorwaarde van thermische regimetoestand van de werktuigmachine bereikt is.

5.3.1.4. Inertie van de aandrijflijn

Om het spilvermogen te bepalen dient ook de inertie van de aandrijflijn gekend te zijn. Deze is afleidbaar indien bij bepaalde tijdstippen, wanneer de spil aan het versnellen is, zowel het vermogen $P_{vs,acc}$ als de hoekversnelling α_{acc} gekend zijn. Volgende formule (43) levert dan de inertie van de aandrijflijn:

$$I_{aandrijflijn} = \frac{P_{vs_acc} - P_w - P_h - P_{vc}}{\alpha_{acc} * \omega} - I_{werkstuk} \quad (43)$$

Gedurende de uitvoering van de (reeds vermelde) reeks experimenten is ook het vermogen opgemeten (immers ook vereist ter bepaling van het wrijvingsvermogen, zie eerder). De maximale samplefrequentie van de vermogensmeter bedraagt slechts 1Hz, dit in tegenstelling tot de gebruikte samplefrequentie van 1.000 Hz van de tachometer (zie eerder). Daarnaast is een ander nadeel van de meetopstelling dat er een tijdsverschil zal bestaan tussen de startpunten van de vermogens- en tachometer. De tachometer wordt immers pas manueel ingeschakeld (via het bijhorende Labview programma) eens de geprogrammeerde start van de vermogensmeter visueel is waargenomen. Er zal dus steeds een vertraging zijn van minstens 0,1s ten gevolge van de menselijke reactietijd. Verder is er uit extra testen met de vermogensmeter vastgesteld dat deze slechts na 1s (=ingestelde periode) een signaal opslaat en deze dan op het vorig tijdstip stockeert, geïllustreerd in Figuur 23.



Figuur 23:Opslag meetwaarden intern in vermogensmeter

Overeenstemmen van de meetwaarden van de vermogensmeter en de tachometer

Het verwerken van de gecombineerde signalen op eenzelfde tijdstip (vermogen en hoeksnelheid) steunt op volgende redenering. Er moet algemeen gelden dat de vermogensmeter een bepaalde versnelling steeds na het werkelijk starttijdstip van de versnelling (of nog, de start van het experiment) waarneemt. De waarneming van de versnelling door de vermogensmeter resulteert in een verandering in vermogenswaarde doorheen de tijd. Het vermogenssignaal zal bij de start van een versnelling (start experiment) toenemen na een reeks van constante waarden, dit echter met een onzekerheid van één seconde. De toelichting van het afstemmen van de tijdsschaal van de vermogensmeter op de tijdsschaal van de tachometer gebeurt

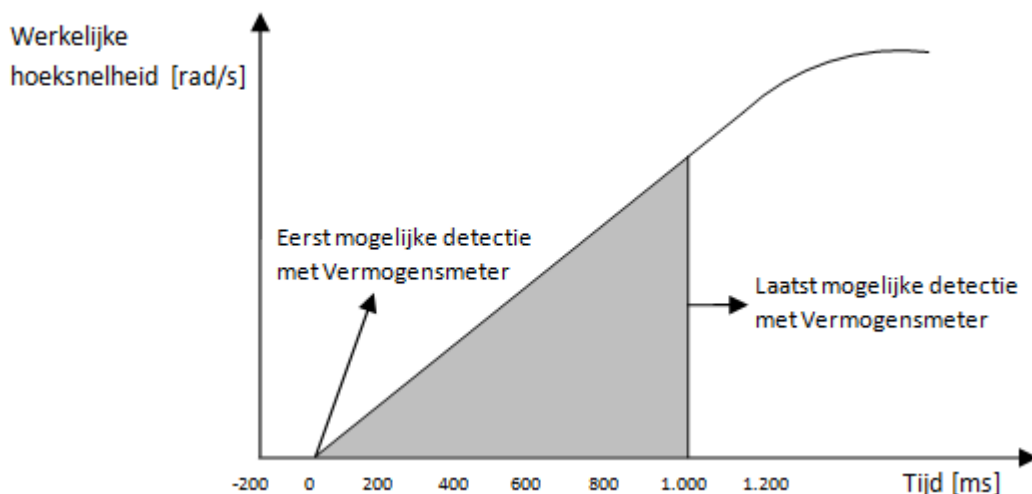
aan de hand van Tabel 9. In deze tabel staan de tijdsschaal van de vermogensmeter en de tachometer, alsook het signaal van de vermogensmeter en tachometer naast elkaar. Daarnaast is er een kolom met de verschillende waarnemingen voorzien, deze gesitueerd op het tijdstip van de overeenkomstige tijdsschaal. Finaal is een nieuwe tijdsschaal aangemaakt, de zogenoemde tijdsschaal van het experiment.

Tabel 9: Overeenstemmen meetwaarden vermogensmeter en tachometer

Tijdsschaal vermogensmeter[s]	Signaal vermogensmeter [W]	Tijdsschaal tachometer [s]	Signaal tachometer [V]	Tijdsschaal experiment [s]	Waarnemingen
0,000	0				Inschakelen vermogensmeter
0,001	/				
0,002	/				
...	/				
...	/				
0,983	/				
0,984	/	0,000	0		Inschakelen tachometer (bepaalde vertraging tov inschakeling vermogensmeter)
0,985	/	0,001	0		
0,986	/	0,002	0		
0,987	/	0,003	0		
0,988	/	0,004	0		
0,989	/	0,005	0		
0,990	/	0,006	0		
0,991	/	0,007	0	0,000	Start van bepaald experiment
0,992	/	0,008	0	0,001	
0,993	/	0,009	0	0,002	
0,994	/	0,010	0	0,003	
0,995	/	0,011	0	0,004	
0,996	/	0,012	7	0,005	Eerste waarneming/puls tachometer
0,997	/	0,013	7	0,006	
0,998	/	0,014	7	0,007	
0,999	/	0,015	0	0,008	
1,000	3365	0,016	0	0,009	Eerste waarneming van versnelling met vermogensmeter
1,001	/	0,017	0	0,010	
1,002	/	0,018	0	0,011	
1,003	/	0,019	0	0,012	
...	/	0,023	0	0,016	
...	/	0,024	7	0,017	Tweede waarneming/puls tachometer
...	
...	
...	

Zoals eerder uitgelegd bij het bepalen van het versnellingsprofiel van de spil, leveren twee opeenvolgende pulsen een hoeksnelheid die in de tijd geplaatst wordt op het gemiddelde van het pulsinterval. Zo zullen de eerste twee gedetecteerde pulsen de eerste hoeksnelheid leveren (ref. 1 op Tabel 9). De beginversnelling van de spil levert

dan de tijd nodig om te versnellen van nul rad/s tot deze eerst gedetecteerde hoeksnelheid. Dit tijdstip stelt nul voor op de tijdsschaal van het experiment (ref. 2 op Tabel 9). Door iteratief het tijdsinterval tussen het inschakelen van de vermogensmeter en het inschakelen van de tachometer aan te passen zodat het tijdstip van eerste waarneming van versnelling door de vermogensmeter samenvalt met het tijdstip nul op de tijdsschaal van het experiment (ref. 3 op Tabel 9), bekomt men een eerste mogelijke waarneming van versnelling door de vermogensmeter. Door de gekende (tijds)onzekerheid van de vermogensmeter kan de eerste waarneming door de vermogensmeter zich ook op 0,999 s van dit tijdstip bevinden. Dit is immers het laatst mogelijke waarnemingspunt waarbij de eerste waarneming door de vermogensmeter zich nog net binnen het mogelijk eerste-waarnemingsgebied bevindt. Indien de eerste waarneming zich na 1,000 s (of later) zou bevinden, zou dit duiden dat de versnelling al gestart is, maar de vermogensmeter dit niet detecteerde. Deze theoretisch onmogelijke situatie krijgt geen gevolg. Via deze denkwijze zal er een grijze zone van één seconde ontstaan waarbinnen de vermogensmeter mogelijk de correcte waarde weergeeft bij een bepaalde versnelling. Zie ook Figuur 24.



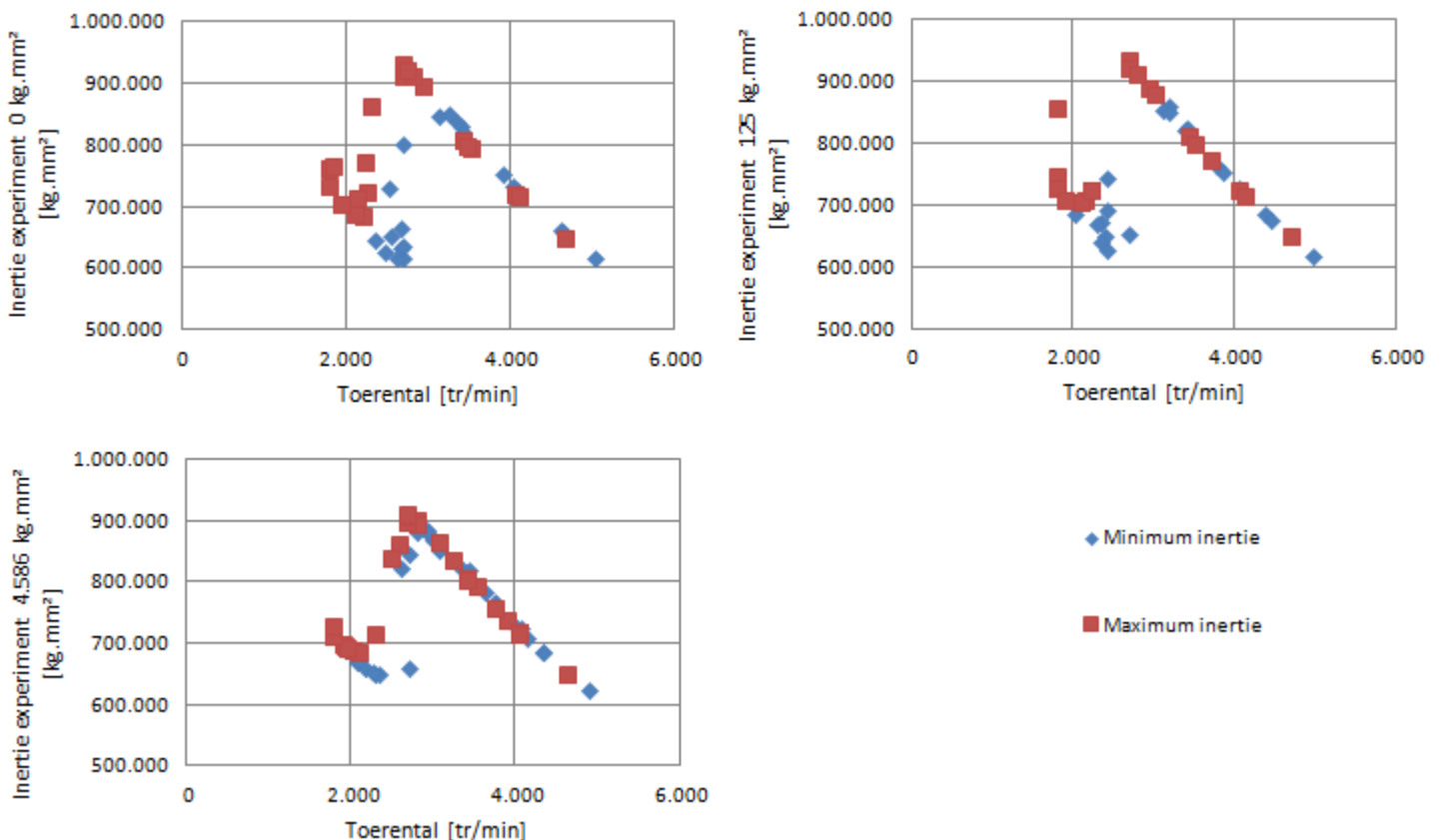
Figuur 24: Onzekerheid overeenstemming tijdsbasis vermogensmeter en tachometer

Doordat een vijftal experimenten elkaar opvolgen in eenzelfde meetbestand, op eenzelfde tijdsas, zal bovenstaande redenering moeten gelden voor alle verschillende (starttijdstippen van de) versnellingen. Het aantal experimenten per bestand is beperkt door het hoge aantal meetpunten gegenereerd door de tachometer. Bij het parallel uitvoeren van bovenstaande procedure voor de verschillende experimenten zullen de grijze zones van de verschillende afzonderlijke versnellingen verkleinen (meerdere voorwaarden die allemaal voldaan moeten zijn).

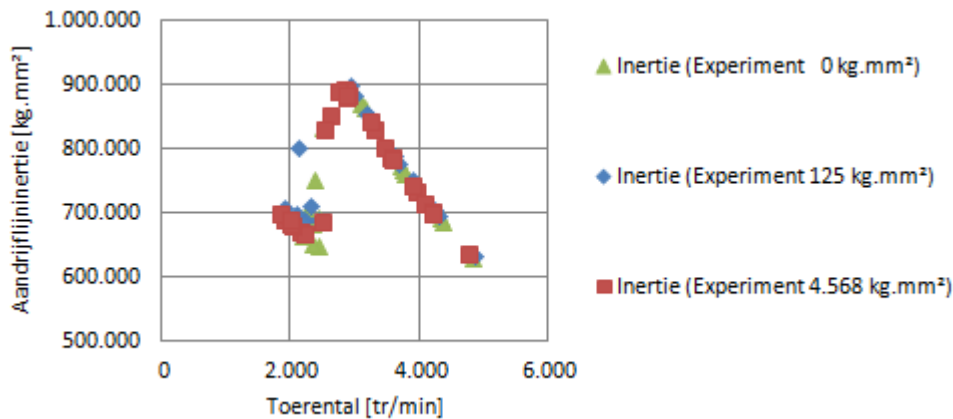
Bepaling van de inertie van de aandrijflijn

Bij de bepaling van de inertie zal de bekomen onzekerheid bij de overeenstemming van de tijdsschalen van de vermogensmeter en tachometer resulteren in een mogelijke onzekerheid op de resulterende aandrijflijninertie. Dit laatste onzekerheidsbereik volgt uit de bepaling van de inertie op de twee uiterst mogelijke overeenkomende tijdstippen (zoals eerder bepaald). Het verschil van deze twee waarden levert de onzekerheid op de bekomen waarde voor de inertie van de aandrijflijn. Voor de volgende tijdstippen van een bepaald experiment, telkens één seconde later, is er een analoge redenering van toepassing. Merk op dat deze methode enkel bruikbaar is wanneer er op het moment van de meting met de vermogensmeter er met zekerheid een versnelling actief is. Indien er mogelijk een gebied van constante hoeksnelheid of reeds de uiteindelijke hoeksnelheid bereikt is, dan kan hieruit geen inertie bepaald worden. Een van beide uiterst mogelijke tijdstippen zal dan immers leiden tot onaanvaardbare waarden voor de inertie.

Door nu voor elk van de mogelijke meetpunten binnen deze onzekerheid de inertie te bepalen volgens formule (43), resulteert bovenvermelde afleiding in wat weergegeven is in Grafiek 9. Grafiek 10 stelt de resultaten van experimenten op verschillende configuraties (verschillende ingespannen werkstukinerties) voor.

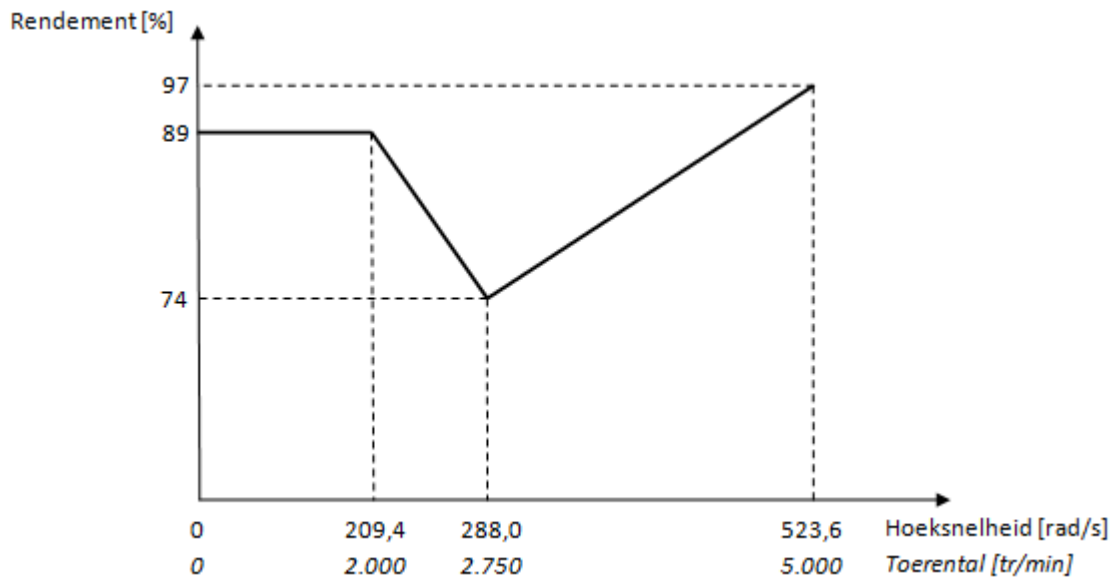


Grafiek 9: Mogelijke aandrijflijninerties



Grafiek 10: Invloed van de inertie van het werkstuk op de aandrijflijninertie

In deze grafieken is de variatie ten gevolge van de onzekerheid bij overeenkomst van tijdsschalen van onderschikt belang. De variatie van de waarde over de verschillende toerentallen is immers veel groter en van repeterende aard bij de verschillende ingespannen inerties. Deze variatie kan oplopen tot zelfs 250.000 kg.mm². Daar de inertie van de aandrijflijn van de Mori Seiki NL2000Y/500 slecht één waarde (één configuratie van de Mori Seiki NL2000Y/500 met de 'Built In Spindle Motor') kan hebben voor het volledig toerentalgebied (horizontale lijn in Grafiek 10), levert deze grafiek een basis voor de afleiding van het rendement van de spilmotor. In Grafiek 9 en Grafiek 10 is het energieconversieverlies het laagst bij het hoogste toerental (laagst 'resulterende' inertiewaarde). Aangezien er geen enkele waarde van mogelijk rendementsverloop ter beschikking is, wordt het rendement op dit punt aangenomen als 0,97. Dit is een hoge waarde, maar voor hedendaagse elektromotoren reeds haalbaar in bepaalde werkingsgebieden. Verder zal het rendement tussen 4.750 tr/min en 5.000 tr/min stijgen, terwijl dit tussen 2.000 en 4.750 tr/min lijkt te dalen. Voor toerentallen lager dan 2.000 tr/min beschouwen we het rendement als constant, met de belangrijke opmerking dat dit een schatting is. Hier bestaan geen nuttige meetwaarden voor de analyse van de inertie van de spil. Deze extrapolatie heeft als basis dat moderne elektromotoren vaak in geen enkel werkingsgebied rendementen vertonen van lager dan 70% alsook dat het laagtoerentalgebied vaak het laagst rendement vertoont. Er dient nog opgemerkt te worden dat de bepaling van het verloop van het rendement op basis van de gestelde randvoorwaarde (slechts één waarde voor de inertie) een iteratieve procedure is, dit aangezien het wrijvingsvermogen (waar bij de bepaling ook het rendement gekend diende te zijn) ook in de formule voor de bepaling van de inertie van de aandrijflijn voorkomt. Finaal resulteert deze iteratie in het verloop voor de schatting van het rendement, weergegeven in Figuur 25.

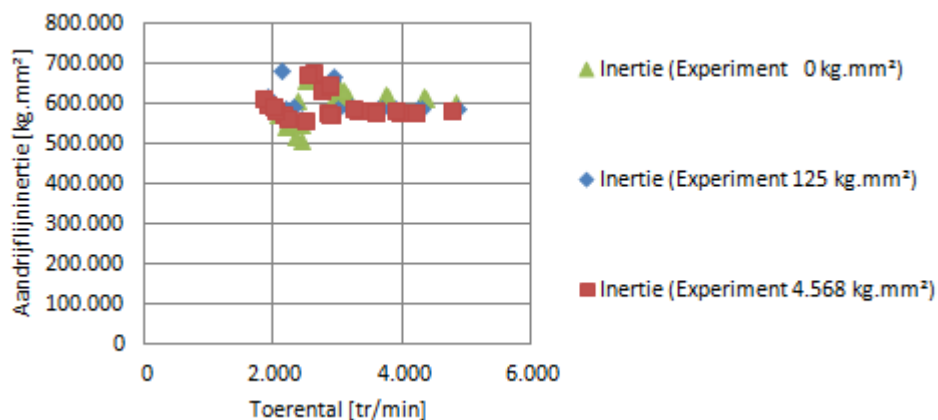


Figuur 25: Schatting verloop rendement spilmotor in functie van de hoeksnelheid

Het bijhorende functievoorschrift is (44):

$$\eta = \begin{cases} 0,89 [-] \text{ voor } 0 < \omega \leq 209,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ -0,0019 * \omega + 1,29 [-] \text{ voor } 209,4 < \omega \leq 288,0 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ 0,00098 * \omega + 0,46 [-] \text{ voor } 288,0 < \omega \leq 523,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \end{cases} \quad (44)$$

Door dit opgesteld rendementsverloop te gebruiken bij het analyseren van de aandrijflijninertie, resulteert formule (43), in een inertie van 596.680 kg.mm² met een standaarddeviatie van 4.167 kg.mm², zie ook Grafiek 11.



Grafiek 11: Bepaling van de aandrijflijninertie

5.3.1.5. Concluderende vergelijkingen

Het energieverbruik van de spil bij een bepaalde bewerking volgt uit de integratie van het spilvermogen (beschreven volgens vergelijkingen (26) en (27)) over de tijd. Aangezien de hoeksnelheid, de versnelling, de vertraging en het rendement beschreven zijn door voorwaardelijke functies in functie van de tijd, resulteert het spilvermogen P_{vs} en P_{vs_rec} ook in een voorwaardelijke functie in functie van de tijd.

Volgende set van vergelijkingen (45) geeft het verbruikt vermogen tijdens versnellingsmode van de spil weer.

$$\begin{aligned}
 &P_{vs_acc}[W] \\
 &= \left\{ \begin{aligned}
 &\rightarrow \frac{(I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * 54.896,5 * t}{0,89} + \frac{779,5 * t^2 + 539,9 * t}{0,89} \\
 &\text{voor } 0 \leq \omega < 165,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ OF met } t = \frac{\omega}{234,3} [\text{s}] \text{ voor } 0 \leq t < 0,7055 \text{ s} \\
 &\rightarrow 1042,5 \text{ voor } 0,7055 \leq t < 0,8955 \text{ s OF voor } \omega = 165,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\
 &\rightarrow \frac{(I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * 20.728,7 * t^{0,2496}}{0,89} + \frac{311,88 * t^{1,2496} + 731,19 * t^{0,6248} + 166,3}{0,89} \\
 &\text{voor } 165,3 < \omega \leq 209,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ OF met } t = \left(\frac{\omega}{182,15}\right)^{\frac{1}{0,6248}} [\text{s}] \text{ voor } 0,8955 \leq t < 1,25 \text{ s} \\
 &\rightarrow \frac{(I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * 20.728,7 * t^{0,2496}}{-0,346 * t^{0,6248} + 1,29} + \frac{311,88 * t^{1,2496} + 731,19 * t^{0,6248} + 166,3}{-0,346 * t^{0,6248} + 1,29} \\
 &\text{voor } 209,4 < \omega \leq 288,0 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ OF met } t = \left(\frac{\omega}{182,15}\right)^{\frac{1}{0,6248}} [\text{s}] \text{ voor } 1,25 \leq t < 2,082 \text{ s} \\
 &\rightarrow \frac{(I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * 20.728,7 * t^{0,2496}}{0,1785 * t^{0,6248} + 0,46} + \frac{311,88 * t^{1,2496} + 731,19 * t^{0,6248} + 166,3}{0,1785 * t^{0,6248} + 0,46} \\
 &\text{voor } 288,0 < \omega \leq 523,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ OF met } t = \left(\frac{\omega}{182,15}\right)^{\frac{1}{0,6248}} [\text{s}] \text{ voor } 2,082 \leq t < 5,419 \text{ s}
 \end{aligned} \right.
 \end{aligned}
 \tag{45}$$

Volgende set van vergelijkingen (46) geeft het verbruikt vermogen weer tijdens mode van constante hoeksnelheid.

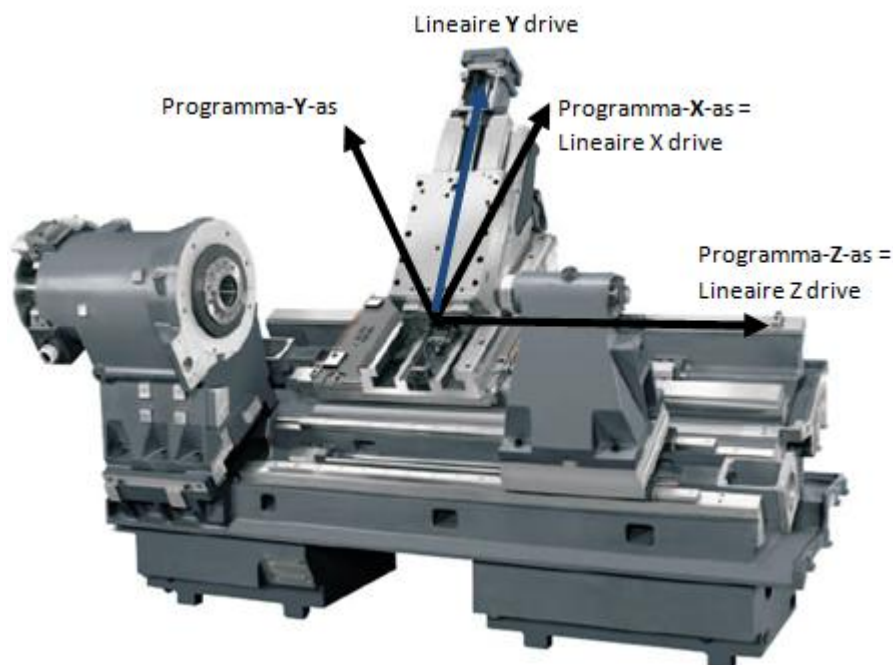
$$P_{vs_cte\omega} [W] = \begin{cases} \rightarrow \frac{0,0142 * \omega^2 + 2,3044 * \omega}{0,89} \text{ voor } 0 \leq \omega < 165,3 \frac{rad}{s} \\ 1042,5 \text{ voor } \omega = 165,3 \frac{rad}{s} \\ \rightarrow \frac{0,0094 * \omega^2 + 4,0142 * \omega}{0,89} \text{ voor } 165,3 < \omega < 209,4 \frac{rad}{s} \\ \rightarrow \frac{0,0094 * \omega^2 + 4,0142 * \omega}{-0,0019 * \omega + 1,29} \text{ voor } 209,4 < \omega \leq 288,0 \frac{rad}{s} \\ \rightarrow \frac{0,0094 * \omega^2 + 4,0142 * \omega}{0,00098 * \omega + 0,46} \text{ voor } 288,0 < \omega \leq 523,6 \frac{rad}{s} \end{cases} \quad (46)$$

Volgende set van vergelijkingen (47) geeft het gerecupereerd vermogen P_{vs_rec} weer tijdens het vertragen van de spil. Hierin is de berekening van t_{1end} , t_{comp} en t_{3end} terug te vinden in §5.3.1.2 volgens formules (35), respectievelijk (36) en (38). Verder is de berekening van t_1 , t_2 en t_3 volgens formule (36) voor de berekening van t_{1end} , maar met de eindhoeksnelheid in overeenstemming met het respectievelijk interval.

$$\begin{aligned}
P_{vs_rec}[W] = & \\
\left. \begin{aligned}
& \rightarrow \left[\begin{aligned}
& (I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * (-100,7) * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6) + \\
& \left(0,0094 * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6)^2 + 4,0142 * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6) + 166,33 \right) \\
& \dots (-0,0987 * (t + t_{comp}) + 0,973)
\end{aligned} \right] * \dots \\
& \text{voor } 0 \leq t < t_1 - t_{comp} \text{ waarbij } t_1 = 2,34 \text{ s OF voor } 523,6 \geq \omega > 288,0 \frac{rad}{s} \\
& \rightarrow \left[\begin{aligned}
& (I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * (-100,7) * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6) + \\
& \left(0,0094 * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6)^2 + 4,0142 * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6) + 166,33 \right) \\
& \dots (0,1913 * (t + t_{comp}) + 0,2952)
\end{aligned} \right] * \dots \\
& \text{voor } t_1 - t_{comp} \leq t < t_2 - t_{comp} \text{ waarbij } t_2 = 3,12 \text{ s OF voor } 288,0 \geq \omega > 209,4 \frac{rad}{s} \\
& \rightarrow \left[\begin{aligned}
& (I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * (-100,7) * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6) + \\
& \left(0,0094 * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6)^2 + 4,0142 * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6) + 166,33 \right) \\
& \dots 0,89
\end{aligned} \right] * \dots \\
& \text{voor } t_2 - t_{comp} \leq t < t_3 - t_{comp} \text{ waarbij } t_3 = 3,56 \text{ s OF voor } 209,4 \geq \omega > 165,3 \frac{rad}{s} \\
& \rightarrow \left[\begin{aligned}
& (I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * (-100,7) * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6) + \\
& \frac{927,8}{927,8}
\end{aligned} \right] * 0,89 \\
& \text{voor } t = t_3 - t_{comp} \text{ OF voor } \omega = 165,3 \frac{rad}{s} \\
& \rightarrow \left[\begin{aligned}
& (I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * (-100,7) * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6) + \\
& \left(0,0142 * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6)^2 + 2,3044 * (-100,7 * (t + t_{comp}) + 523,6) \right) \\
& \dots 0,89
\end{aligned} \right] * 0,89 \\
& \text{voor } t_3 - t_{comp} \leq t < t_{1end} \text{ OF voor } 165,3 > \omega > 128,2 \frac{rad}{s} \\
& \rightarrow 470,6 \\
& \text{voor } t_{1end} \leq t < t_{1end} + 0,05 \text{ s OF voor } \omega = 128,2 \frac{rad}{s} \\
& \rightarrow \left[\begin{aligned}
& (I_{werkstuk} + I_{aandrijflijn}) * (-224,8) * (-224,8 * (t_1 + t_{comp}) + 1003,8) + \\
& \left(0,0142 * (-224,8 * (t + t_{comp}) + 1003,8)^2 + 2,3044 * (-224,8 * (t + t_{comp}) + 1003,8) \right) \\
& \dots 0,89
\end{aligned} \right] * 0,89 \\
& \text{voor } t_{1end} + 0,05 \leq t \leq t_{3end} + t_{1end} + 0,05 \text{ s OF voor } 128,2 > \omega \geq 0 \frac{rad}{s}
\end{aligned} \right.
\end{aligned}
\tag{47}$$

5.3.2 Voedingsassen

De werkrichtingen van de voedingsassen (lineaire drives) van de werktuigmachine Mori Seiki NL2000Y/500 zijn niet volledig in overeenstemming met met het geprogrammeerd assenstelsel van de machine. In Figuur 26 [13] is duidelijk dat de richting van zowel de programma-X- als Z-as overeenstemmen met de werkrichting van de overeenkomstige voedingsassen van de machine, terwijl de richting van de programma Y-as niet overeenstemt met de werkrichting van zijn overeenkomstige voedingsas. Het is duidelijk dat de werkrichtingen van de voedingsassen geen orthogonaal assenstelsel vormen, terwijl het geprogrammeerd assenstelsel dit wel is. Dit betekent dat een beweging volgens de programma-Y-as een beweging van zowel de lineaire X- als Y-drive vereist. De software rekent de gewenste verplaatsingen, gedefinieerd in het programma-assenstelsel, om naar de nodige verplaatsingen van de lineaire drives. Deze niet-orthogonale uitvoering van de voedingsassen heeft als voordeel dat het frame van de machine stijver is en de verhouding werkbereik/machinevolume maximaal is.



Figuur 26: Hardware opstelling lineaire drives Mori Seiki NL2000Y/500

De opgestelde experimenten voor het karakteriseren van het energieverbruik van de voedingsassen zijn gelijkaardig als bij de energiekarakterisatie van de spil. Uitgaande van de generische denkwijze karakteriseren we de bewegingen van de drives afzonderlijk en niet de bewegingen volgens het orthogonaal programma-assenstelsel. Dit zodoende dat bij het aanpassen/vervangen van een bepaalde lineaire drive enkel de respectievelijke drive opnieuw dient gekarakteriseerd te worden.

Bij het observeren van de massa die de verschillende voedingsassen dienen te bewegen, merken we dat ten opzichte van de gereedschaprevolver (turret) de

gemonteerde gereedschappen een verwaarloosbare massa hebben. De invloed van de massa van de gereedschappen is dus van verwaarloosbare aard bij de karakterisatie van het energieverbruik van de voedingsassen. De substantiële waarde van de massa van de gereedschapsrevolver heeft als oorsprong dat zich hierin een ingebouwde aandrijfmotor voor de gereedschappen bevindt. De 'Built-In Motor Turret' BMT® , weergegeven in Figuur 27 [13], is een handelsmerk van Mori Seiki dat hogere snijkrachten bij het frezen toelaat. Om deze grotere snijkrachten op te vangen en toch nog een hoge nauwkeurigheid te verzekeren, dient de gereedschapsrevolver met een voldoende hoge stijfheid vervaardigd te zijn.



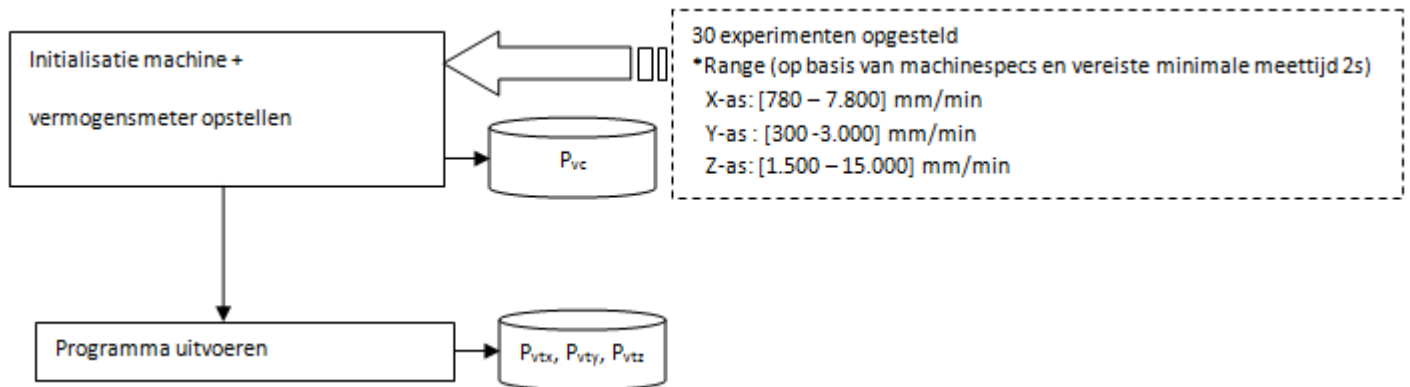
Figuur 27: BMT Mori Seiki NL2000Y/500

Indien voor een bepaalde werktuigmachine de massa van verschillende gereedschappen niet te verwaarlozen is ten opzichte van de gereedschapsrevolver (bijvoorbeeld bij lichte gereedschapsrevolvers met slechts een beperkt aantal gereedschapsstations), zal men de invloed van deze massa's ook experimenteel moeten nagaan.

Uit een eerste analyse van de resultaten van de experimenten blijkt dat de versnelling van de beweging van de gereedschapsrevolver steeds in minder dan één seconde gebeurt. Samen met het feit dat het vermogen nodig voor het bewegen van de gereedschapsrevolver een orde 10 tot 100 keer kleiner is dan het vermogen opgeëist door de spil, heeft het geen substantieel belang het versnellingsprofiel van de beweging van de gereedschapsrevolver te karakteriseren. Indien dit vermogen voor een bepaalde werktuigmachine toch van beduidend belang is, zal het vereist zijn een vermogensmeter te gebruiken met een voldoende kleine meetperiode. Een lineaire encoder levert dan de nodige gegevens voor de afleiding van het versnellingsprofiel, gelijkaardig aan de bepaling van het versnellingsprofiel bij de spil. Startend met het bepalen van positie in functie van de tijd, levert differentiatie naar de tijd

opeenvolgend het snelheidsprofiel en versnellingsprofiel in functie van de tijd. De verwaarlozing van het verbruikt versnellingsvermogen betekent dat enkel nog de afleiding van het wrijvingsvermogen en het conversieverliesvermogen van de lineaire drives rest. Deze worden verder niet onderscheiden van elkaar en behandeld als één term, namelijk het vermogen P_{vt} .

Analoog aan de karakterisatie van de spil, kan men door de verschillende voedingsassen een bepaalde (voedings)snelheid te laten aanhouden voor een bepaalde duur, het nodig voedingsvermogen bepalen door deze op te meten. De volgende paragrafen beschrijven de gevolgde meetprocedure, weergegeven in Figuur 28.



Figuur 28: Meetprocedure karakterisatie voedingsassen

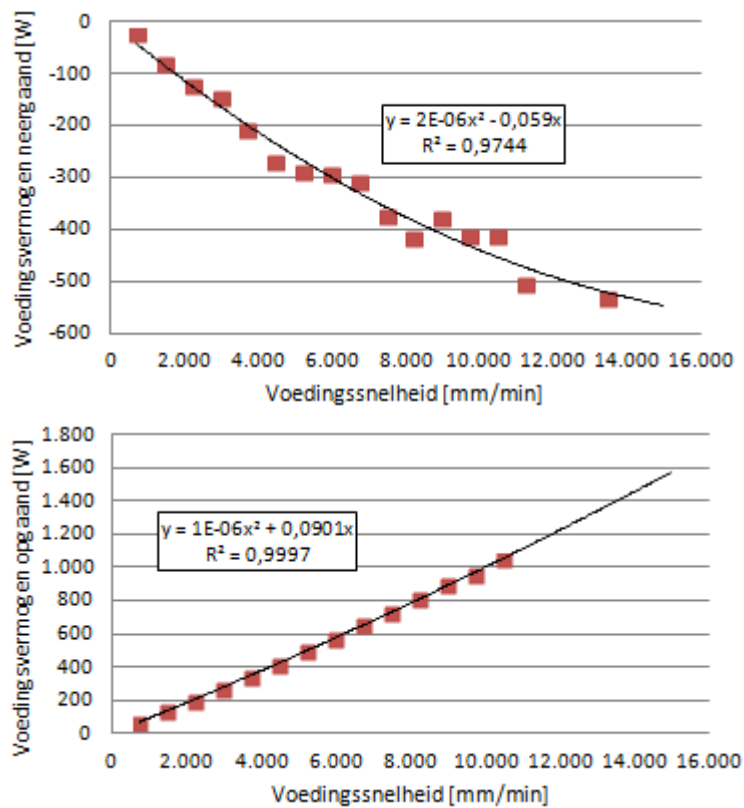
5.3.2.1. Energiekarakterisatie lineaire X-drive

Het opstellen van de experimenten voor het bepalen van het nodig vermogen betreffende de lineaire X-drive, houdt vooral rekening met de minimale tijd, nodig om een betrouwbare vermogensmeting uit te voeren. Zoals reeds eerder vermeld heeft de voor deze masterproef gebruikte vermogensmeter een minimale meetperiode van één seconde. Dit vereist minimaal twee seconden beweging (twee meetwaarden) om een solide meting te bekomen. Vanuit de machinespecificaties van de Mori Seiki NL2000Y/500 bedraagt de maximale verplaatsing volgens de X-as 260 mm. In de programmatie van de X-as komt dit overeen met 520 mm, tweemaal de werkelijke waarde, dit omdat deze as de radiale instelbeweging bij het draaien voorstelt. Een bepaalde snedediepte zal de as immers diametraal verkleinen.

De bepaling van het energieverbruik van een beweging volgens de lineaire X-drive gebeurt aan de hand van experimenten met verschillende geprogrammeerde voedingsnelheden. Uit de specificaties van de Mori Seiki NL2000Y/500 bedraagt de maximale voedingsnelheid van de lineaire X-drive 30.000 mm/min (zie hoofdstuk 3). De maximaal meetbare voedingswaarde is dus bepaald volgens onderstaande uitdrukking (48):

$$\text{Max X-voedingsnelheid} = \min\left(\frac{260 \text{ [mm]} }{ (2 \text{ [s]}/60 \text{ [s/min]})}; \text{Max voedingsnelheid Lineaire X-drive [mm/min]} \right) \quad (48)$$

Deze betrekking levert een waarde van 7.800 mm/min voor de maximale X-voeding. Indien we overgaan tot 15.000 mm/min, zal de meting nog slechts 1s duren, wat met enige kritische zorgvuldigheid als uitbreiding van de meetresultaten kan dienen. Om het volledige bereik aan voedingen te karakteriseren (tot 30.000 mm/min), is het noodzakelijk een vermogensmeter te gebruiken met een kleinere meetperiode. Verder is het energieverbruik van de voedingsassen afhankelijk van de zin van de beweging. De twee deelbewegingen situeren zich als neer- en opgaand, dit omdat ook de zwaartekracht van de drive en gereedschapsrevolver een invloed heeft op het energieverbruik (zie ook configuratie Figuur 26). De weergave van deze resultaten is terug te vinden in Grafiek 12. De waarden weergegeven in deze grafieken zijn het resultaat van de vermindering van de meetwaarde met het constant aandeel in het variabel vermogen P_{vc} . De gebruikte waarde van P_{vc} , is deze opgemeten net na het uitvoeren van het respectievelijk experiment. De meetresultaten van enkele experimenten met een hogere voedingsnelheid dan 7.800 mm/min zijn ook verwerkt in deze grafiek, dit na het kritisch beoordelen van de mogelijkheid tot extrapolatie.



Grafiek 12: Voedingsvermogen lineaire X-drive

Beide grafieken (neergaand en opgaand) vertonen een beduidend verschil in verloop. De negatieve waarden bij de neergaande beweging duiden op recuperatie van energie door de aandrijfmotor van de drive (welke in deze situatie als generator werkt). Deze recuperatie is het gevolg van het effect van de zwaartekracht op de massa van de gereedschapsrevolver. Bij grotere voedingsnelheden vergroot de waarde van de gerecupereerde energie. Dit wijst erop dat bij het loskoppelen van de

rem van de gereedschapshouder, deze met een grotere snelheid dan 14.000 mm/min (gemeten tot deze voedingssnelheid) naar beneden zou komen. Extrapoleren van deze waarden zal waarschijnlijk vanaf een bepaalde voedingssnelheid groter dan 14.000 mm/min (het moment vanaf wanneer extra vermogen nodig is om de bepaalde snelheid te halen) niet meer voldoen aan het opgestelde model.

Verder vertonen beide grafieken naast een lineaire trend (coulomb wrijving) ook een licht kwadratische trend te wijten aan viskeuze wrijving. Ook hier, analoog als bij de spil, is er geen merkbaar effect van luchtweerstand aanwezig (geen kubische term). [19]

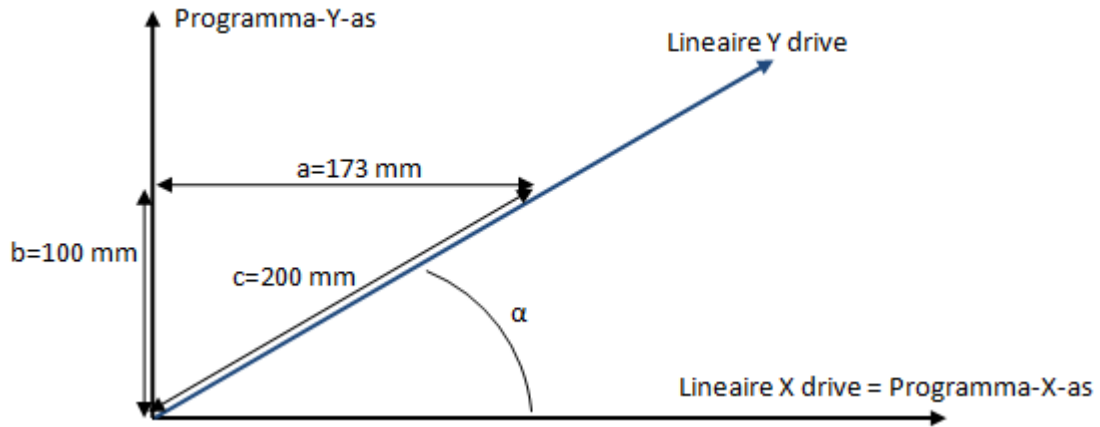
Volgend functievoorschrift (49) beschrijft het verbruikt of gegenereerd vermogen P_{vtx} [W] bij beweging van de lineaire X-drive met een bepaalde voedingssnelheid f_x [mm/min]:

$$P_{vtx} = \begin{cases} \rightarrow 0,000.002 * f_x^2 - 0,059 * f_x \text{ bij neergaande beweging,} \\ \rightarrow 0,000.001 * f_x^2 + 0,0901 * f_x \text{ bij opgaande beweging.} \end{cases} \quad (49)$$

5.3.2.2. Energiekarakterisatie lineaire Y-drive

Het opstellen van de experimenten ter bepaling van het model voor de energiekaracterisatie van de Y-as gebeurt analoog als bij de bepaling van het energieverbruik van de X-as. Door de gereedschapsrevolver te verplaatsen met een bepaalde voedingssnelheid in de richting van de Y-drive, is er de mogelijkheid tot het meten van het verbruikt vermogen.

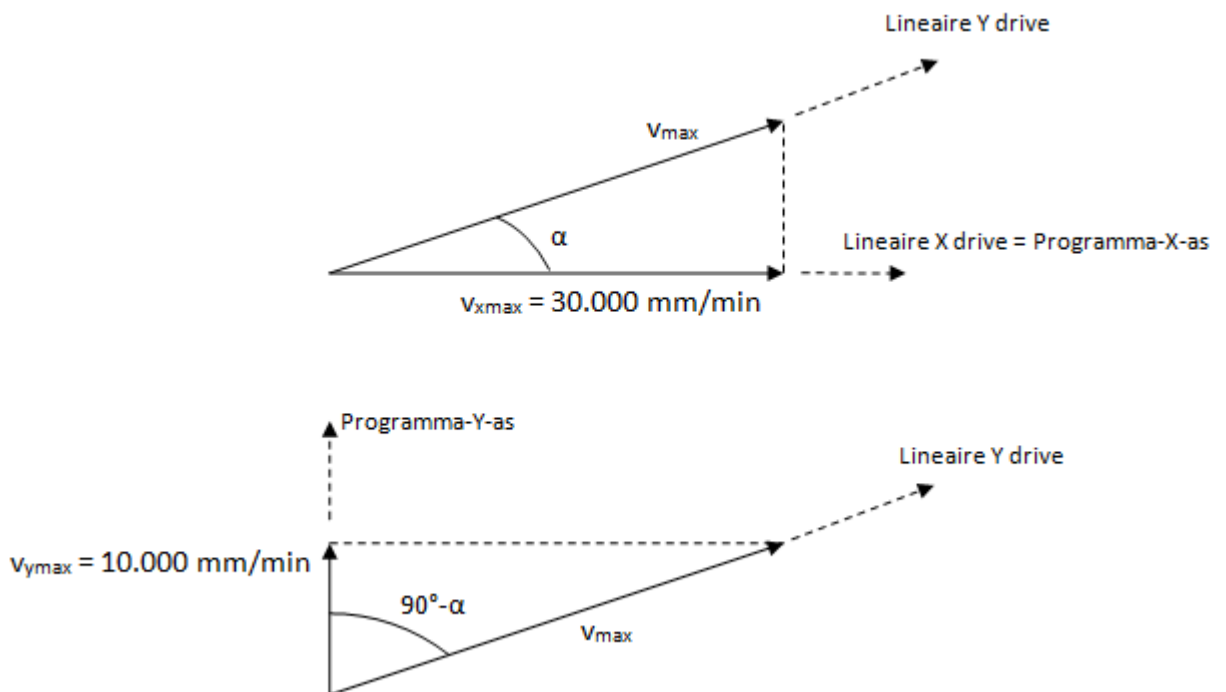
Ten gevolge van de niet-orthogonale positionering van de lineaire drives zal een ingestelde beweging volgens de programma-Y-as zowel een beweging van de lineaire X- als Y-drive vereisen. Omdat vanuit de generische denkwijze de karakterisatie van de lineaire drives zelf dient te gebeuren, moet een beweging geprogrammeerd volgens de lineaire Y-drive gebeuren en niet volgens de programma-Y-as. Dit kan door tegelijkertijd voor de programma-X-as een bepaalde compensatieverplaatsing te programmeren. Deze compensatiewaarde bedraagt 173 mm (of 246 mm als diametrale waarde) per (maximum) 100 mm verplaatsing volgens de programma-Y-as. Via de stelling van Pythagoras resulteert dit in een beweegbare weglengte van 200 mm volgens de richting van de lineaire Y-drive, geïllustreerd in Figuur 29.



Figuur 29: Weglengte lineaire Y-drive

Uit de specificaties van de Mori Seiki NL2000Y/500 bedraagt de maximale voedingssnelheid volgens de programma-Y-as 10.000 mm/min (zie hoofdstuk 3). De maximale voedingssnelheid van de lineaire Y-drive resulteert zo als het minimum van de maximaal mogelijke voedingen gebaseerd op de maximale voedingssnelheid van de programma-X- en Y-as.

De assenconfiguratie leidt tot de schets van volgende snelheidsdriehoeken, afgebeeld in Figuur 30. Hierin is de hoek α conform de hoek α uit Figuur 29.



Figuur 30: Snelheidsdriehoeken lineaire Y-drive

Dit levert volgende vergelijkingen (50), (51):

$$v_{xmax} = v_{max} * \cos \alpha = v_{max} * \frac{a}{c} \Rightarrow v_{max} = v_{xmax} * \frac{c}{a} = 34.682 \frac{mm}{min} \quad (50)$$

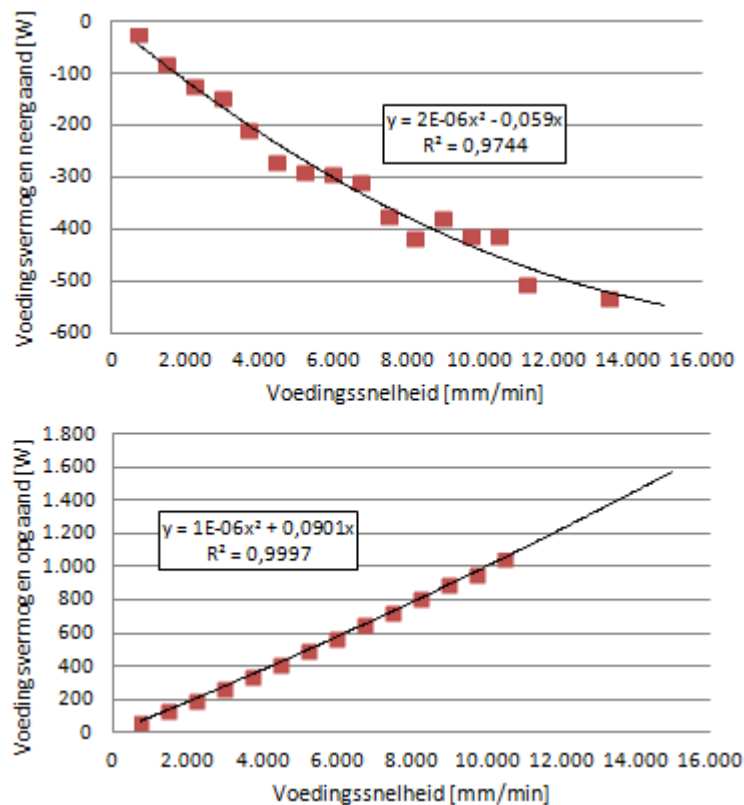
$$v_{y_{max}} = v_{max} * \sin \alpha = v_{max} * \frac{b}{c} \Rightarrow v_{max} = v_{y_{max}} * \frac{c}{b} = 20.000 \frac{mm}{min}. \quad (51)$$

De werkelijke maximale voedingsnelheid volgens de lineaire Y-drive is beperkt tot het minimum van bovenstaande twee waarden, nl. 20.000 mm/min.

De maximale nuttig meetbare voedingswaarde waarvoor de experimenten opgesteld zijn, wordt dan bepaald door volgende uitdrukking (52):

$$\text{Max Y-voedingsnelheid} = \min\left(\frac{200 \text{ [mm]} / (2 \text{ [s]}/60 \text{ [s/min]})}{\text{Max voedingsnelheid Lineaire Y-drive [mm/min]}}\right) \quad (52)$$

Hieruit volgt dat Max Y-voedingsnelheid = 6.000 mm/min. Verder gelden de opmerkingen betreffende extrapolatie bij hogere voedingswaarden gegeven bij de bespreking van de lineaire X-drive hier ook. De beweging van de lineaire Y-drive is tevens opgedeeld in een op- en neergaande beweging. De resultaten van de opgestelde experimenten zijn weergegeven in Grafiek 13.



Grafiek 13: Voedingsvermogen lineaire Y-drive

De weergegeven waarden in deze grafieken zijn terug het resultaat van de experimentele waarden verminderd met het constante deel, gemeten na het experiment.

Bij neergaande beweging van de lineaire Y-drive, is er, analoog aan de neergaande beweging van de lineaire X-drive, energierecuperatie. Verder vertonen deze bekomen

modellen, naast het beduidend lineair karakter ten gevolge van de overheersende coulomb wrijving, ook een licht kwadratisch karakter wegens viskeuze wrijving. Ook hier is er geen merkbare invloed van luchtweerstand (geen kubische term). [19]
 Het volgend functievoorschrift (53) beschrijft het nodige of gerecupereerde vermogen P_{vty} [W] bij beweging van de lineaire Y-drive met een bepaalde voedingssnelheid f_y [mm/min]:

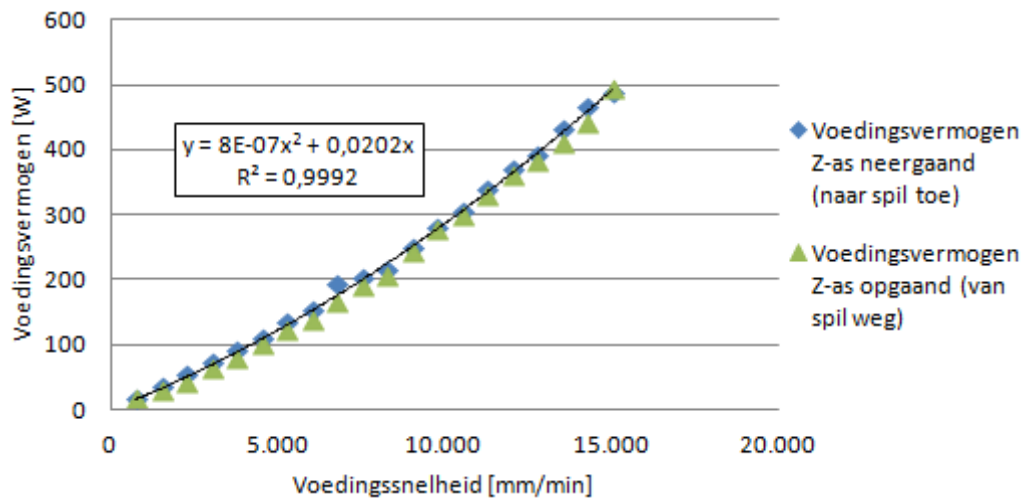
$$P_{vty} = \begin{cases} \rightarrow -0,000.002 * f_y^2 - 0,0466 * f_y & \text{bij neergaande beweging,} \\ \rightarrow 0,000.000.6 * f_y^2 - 0,0998 * f_y & \text{bij opgaande beweging.} \end{cases} \quad (53)$$

5.3.2.3. Energiekarakterisatie lineaire Z-drive

Vanuit de specificaties van de Mori Seiki NL 2000Y/500 bedragen de maximale weglengte van de lineaire Z-drive 590 mm en de maximale voedingssnelheid 30.000 mm/min (zie ook hoofdstuk 3). De weglengte blijft gedurende deze experimenten beperkt tot 500 mm, dit om botsingen van de gereedschappen in de gereedschapsrevolver met de behuizing van de machine te voorkomen. De vergelijking voor het bepalen van de maximaal te experimenteren voedingssnelheid is (54):

$$\text{Max Z-voedingssnelheid} = \min((500 \text{ [mm] } / (2 \text{ [s]}/60 \text{ [s/min]})); \text{maximale voedingssnelheid lineaire Z-drive [mm/min]}) \quad (54)$$

Deze vergelijking levert een maximale nuttige voedingssnelheid van 15.000 mm/min. De Z-as verschilt van de X- en de Y-as in de zin dat de zwaartekracht theoretisch geen invloed heeft op het verbruikt vermogen. De Z-as ligt immers horizontaal. Niettegenstaande deze beschouwing zijn de resultaten van de op- en neergaande bewegingsgeoriënteerde experimenten initieel apart verwerkt. De overeenkomstige meetwaarden verschillen steeds minder dan 15 W. Hieruit volgt dat er inderdaad geen belangrijk verschil bestaat tussen de twee verschillende bewegingszinnen. De bepaling van de interpolerende curve gebeurt bijgevolg op basis van de volledige set aan meetwaarden, weergegeven in Grafiek 14. Ook hier werden de meetwaarden verminderd met het constante deel van het variabel vermogen P_{vc} .



Grafiek 14: Voedingsvermogen lineaire Z-drive

Bij het evalueren van het bekomen model bestaat er terug een hoofdzakelijk lineair karakter wegens coulomb wrijving en een licht kwadratisch karakter door viskeuze wrijving. Ook hier is er geen sprake van een merkbare invloed van luchtweerstand (geen kubische term). [19]

Volgend functievoorschrift (55) beschrijft het verbruikt vermogen P_{vtz} [W] om de lineaire Z-drive met een bepaalde voedingssnelheid f_z [mm/min] te bewegen:

$$P_{vtz} = 0,000.000.8 * f_z^2 + 0,0202 * f_z. \quad (55)$$

5.3.3 Aangedreven gereedschap

De laatste te karakteriseren energieconsumerende componenten van de Mori Seiki NL2000Y/500 zijn de aangedreven gereedschappen. Zoals reeds aangehaald drijft een uniek ingebouwde 'Built-In Motor Turret' elektromotor het betreffende gereedschap aan. De karakterisatie van de energieconsumptie van deze aangedreven gereedschappen gebeurt aan de hand van twee configuraties. Hierbij zal de ene configuratie een rotatiebeweging van het gereedschap om de X-as zoals in Figuur 31 [13] verzorgen, terwijl de andere configuratie zorgt voor een rotatiebeweging van het gereedschap om de Z-as zoals in Figuur 32 [13].

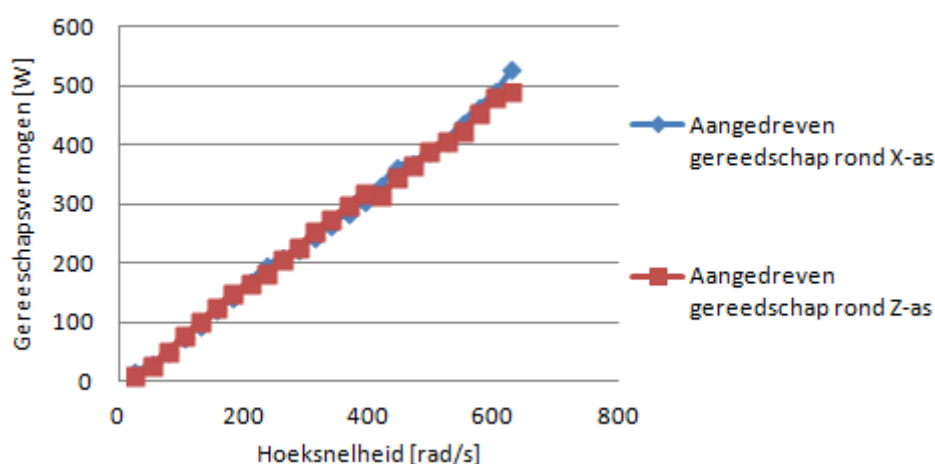


Figuur 31: Aangedreven gereedschap rond de X-as



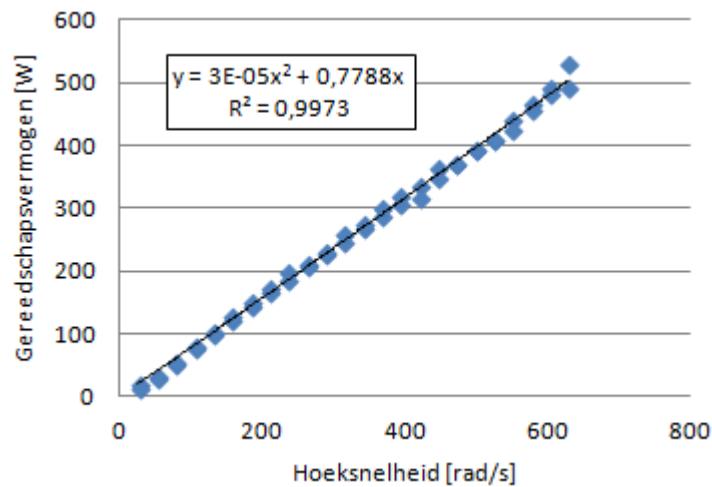
Figuur 32: Aangedreven gereedschap rond de Z-as

Analoog als bij de karakterisatie van het energieverbruik van de voedingsassen, is hier de inertie van het ingespannen gereedschap verwaarloosbaar ten opzichte van de inertie van de BMT® aandrijfmotor. Daar de rotatiesnelheden reeds bereikt zijn binnen één seconde, zal de versnellingsenergie van verwaarloosbare aard zijn ten opzichte van de andere energieconsumerende componenten. Ook is de gebruikte meetopstelling ontoereikend voor de eventuele bepaling van deze versnellingsenergie (minimale meetperiode van één seconde van de vermogensmeter). Dit levert dus ook abstractie van de bepaling van de inertie en het rendement van de aandrijflijn. De componenten binnen het variabel vermogen van de aangedreven gereedschappen die dus nog resteren, zijn het wrijvingsvermogen en het conversieverliesvermogen van de BMT® motor. De karakterisatie van deze beide vermogens gebeurt onder één term, namelijk het vermogen P_{vdt} . De bepaling van dit vermogen gebeurt door, gelijkaardig als bij de bepaling van het nodig vermogen voor de voedingsassen, de uitvoering van een reeks experimenten waarbij de tool een bepaalde (hoek)snelheid aanhoudt gedurende zes seconden. Deze hoeksnelheid heeft een machinespecifieke bovengrens van 628 rad/s (6.000 tr/min), wat de experimenten situeert tussen 5,24 en 628 rad/s (50 en 6.000 tr/min) met incrementen van 26,2 rad/s (250 tr/min). Door deze snelheid een bepaald aantal seconden aan te houden en van het gemeten vermogen het constante aandeel binnen het variabel vermogen te verminderen resulteert dit in het verloop weergegeven in Grafiek 15.



Grafiek 15: Vermogen aangedreven gereedschap rond X-as en rond Z-as in functie van hoeksnelheid

Het is duidelijk dat er geen substantieel verschil is in verloop voor een aangedreven gereedschap dat roteert rond de X-as of rond de Z-as. Daarom dient alle data als basis om één model af te leiden dat van toepassing is voor beide gereedschapsconfiguraties, voorgesteld in Grafiek 16.



Grafiek 16: Vermogen aangedreven gereedschap, interpolatie door gecombineerde data

De interpolerende curve die het nodig vermogen P_{vdt} [W] in functie van de hoeksnelheid ω_{dt} [rad/s] beschrijft is bijgevolg (56):

$$P_{vdt} = 0,00003 * \omega_{dt}^2 + 0,7788 * \omega_{dt} \quad (56)$$

In dit model bestaat er een sterk lineair karakter wegens coulomb wrijving en een licht kwadratisch karakter wegens viskeuze wrijving. Er is quasi geen invloed van luchtweerstand aanwezig (geen kubische term). [19]

Zoals bij het wrijvingsvermogen van de spil is ook hier de randvoorwaarde van thermische regimetoestand van de werktuigmachine, meer bepaald van de aandrijflijn van het gereedschap, van zeer groot belang.

5.4. Validatie

Het is noodzakelijk het opgestelde generisch model te valideren om eventuele effecten tussen enerzijds het beweringsproces en de componenten en anderzijds tussen de verschillende componenten onderling na te gaan. Deze sectie beschrijft de experimentele opmeting en validatie van het energieverbruik van enkele verschillende eenvoudige draai-, frees- en boorbewerkingen, dit door het experimenteel resultaat te toetsen aan de voorspelling op basis van het opgesteld generisch model. De validatie van de effecten tussen de componenten onderling gebeurt door de opgestelde bewerkingen ook in 'lucht' uit te voeren (air cutting).

Het werkstukmateriaal voor het uitvoeren van de validatie-experimenten is automatenstaal 11SMnPb30. Hiervan is de constante K in de formules voor de berekening van de snijkraft (Kienzle) bij het langsdraaien reeds experimenteel

bepaald, namelijk $K = 0,92$ met een standaarddeviatie van $0,02$. De frees- en boorexperimenten bevatten volgens Kienzle een andere K -waarde dan de draaiexperimenten (vooral afhankelijk van de snijgeometrie en het gebruikt (soort) gereedschap). De voorspellende formules gebruiken vanuit dit standpunt een waarde $K = 1$, dit wegens het niet ter beschikking hebben van experimentele data voor de bepaling van de K -waarde bij het frezen en het boren. De werkstukmateriaalspecifieke coëfficiënten uit de formule van de snijkracht, namelijk $k_{c1,1}$ en m_c kan men terugvinden in de catalogus van SECO en bedragen 1.500 N/mm^2 , respectievelijk $0,22$. [16]

De programmatie (ISO-code) van alle experimenten gebeurt manueel in de sturing, zodoende de gereedschapsbanen en snijparameters exact te kennen en te controleren.

5.4.1 Draaien

De validatie van het draaien bestaat uit drie langsdraaiexperimenten met een verschillende snedediepte a_p , voedingssnelheid f_{vtz} en snijsnelheid v_c , dit op drie verschillende diameters. Een vergelijking van de voorspelling van het variabel vermogen P_v op basis van het generisch model en de effectieve meetresultaten (gemiddelde waarden) voor de uitgevoerde experimenten is weergegeven in Tabel 10. De referentie voor de berekening van de procentuele afwijking is de experimenteel bekomen waarde.

Tabel 10: Validatie van het toepassen van het generische model op het draaien

Procesparameters				Luchtsnijden			Materiaalsnijden		
a_p [mm]	D [mm]	f_{vtz} [mm/tr]	v_c [m/min]	P_v [W] met generisch model	P_v [W] experimenteel	Procentuele afwijking [%]	P_v [W] met generisch model	P_v [W] experimenteel	Procentuele afwijking [%]
1	35	0,25	300	2779	2656	4,6	5125	5240	-2,2
2	31	0,15	200	1682	1800	-6,6	3781	4148	-8,8
3	25	0,1	100	834	1018	-18,1	1982	2004	-1,1

Het is duidelijk dat de procentuele afwijkingen voor zowel het luchtsnijden als het materiaalsnijden steeds kleiner dan $\pm 10\%$ bedragen (op één uitzondering na waar de procentuele afwijking $-18,1\%$ bedraagt). Als extra validatie zijn de experimentele resultaten bij het opstellen van het model volgens Guo et al. [1] gebruikt (zie vorig hoofdstuk). Het resultaat is niet opgenomen in de tekst, maar de conclusie is terug dat de procentuele afwijkingen zich steeds binnen de $\pm 10\%$ situeren, op enkele uitzonderingen na. Deze uitzonderingen bevinden zich binnen de -10 en -20% en zijn hoogst waarschijnlijk te wijten aan het nog niet volledig in thermische regimetoestand bevinden van de werktuigmachine.

De conclusie is dat het generisch model een betrouwbare voorspelling van het nodige vermogen voor een bepaalde langsdraai bewerking levert.

5.4.2 Frezen

Aangezien zowel de gereedschapsaandrijving voor rotatie van het gereedschap om de X-as als om de Z-as gekarakteriseerd is, bestaan de validatie-experimenten uit het kopfrezen van een gleuf in zowel axiale als radiale richting.

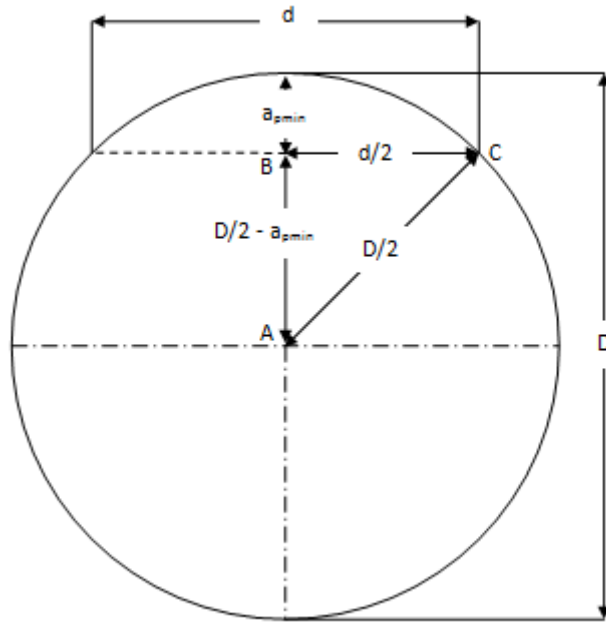
5.4.2.1. Kopfrezen in axiale richting

Twee experimenten zijn opgesteld waarbij met een drielippige vingerfrees een gleuf in de axiale richting van de as gefreesd wordt (zie Figuur 33). Hierbij varieerde de axiale snediediepte a_p , de voedingssnelheid f_{vtz} en het toerental van het gereedschap n_{dt} tussen de experimenten onderling.



Figuur 33: Foto validatie-experimenten kopfrezen in axiale richting

Om een gleuf met een constante axiale snediediepte over de breedte van de gleuf in de axiale richting van een as te frezen is het noodzakelijk het materiaal tussen de booglengte van de as en de bovenste zijde van de gleuf in een voorbereidende stap te verwijderen (zie Figuur 34). In deze figuur stelt a_{pmin} de minimale snediediepte voor om een vlak oppervlak te bekomen zodoende bij de volgende freesbewerking een constante snediediepte over de breedte van de gleuf te verzekeren.



Figuur 34: Schets voorbereidende freesbewerking in axiale richting

De stelling van Pythagoras in de driehoek ABC levert volgende betrekking voor a_{pmin} (57):

$$a_{pmin} = \frac{D}{2} - \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{d}{2}\right)^2} \quad (57)$$

Het resultaat van de voorspelling van het variabel vermogen P_v op basis van het generisch model en de meetresultaten (gemiddelde waarden) is weergegeven in Tabel 11. Hierbij valt op te merken dat dit het resultaat is bekomen met meetwaarden waar de frees in volle snede (constante snijlengte van de frees) is. Meetwaarden overeenkomstig de intrede van de frees in de as zijn buiten beschouwing gelaten.

Tabel 11: Validatie van het toepassen van het generisch model op het kopfrezen in axiale richting

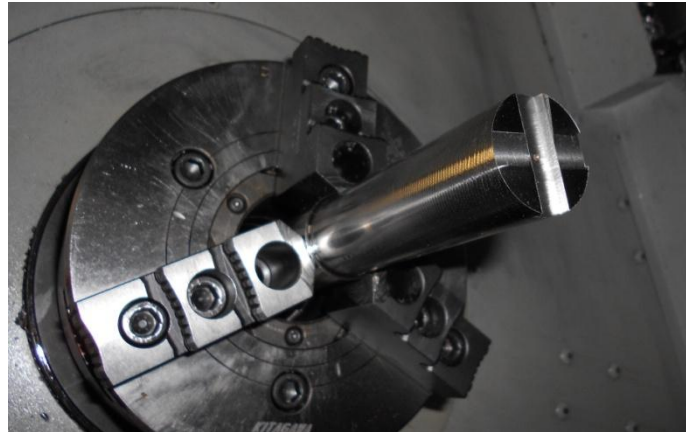
Parameters			Luchtsnijden			Materiaalsnijden		
a_p [mm]	f_{vtz} [mm/tr]	n_{dt} [tr/min]	P_v [W] met generisch model	P_v [W] experimenteel	Procentuele afwijking [%]	P_v [W] met generisch model	P_v [W] experimenteel	Procentuele afwijking [%]
1	0,15	6000	723	667	8,4	1166	1006	15,9
2	0,1	5000	629	587	7,2	1167	985	18,5

Uit bovenstaande tabel volgt dat de voorspelling van het vermogen voor het luchtsnijden steeds minder dan 10% afwijkt van het experimenteel opgemeten vermogen. Voor het materiaalsnijden ligt de procentuele afwijking van de voorspelling ten opzicht van de experimentele waarden iets hoger. Dit is

waarschijnlijk omdat de constante factor K in de Kienzle formule iets te hoog is. Zoals reeds vermeld is hier immers een K-waarde van $K = 1$ gebruikt.

5.4.2.2. Kopfrezen in radiale richting

Analoog aan het kopfrezen in axiale richting, zullen de experimenten voor de validatie van het kopfrezen in radiale richting bestaan uit het frezen van gleuven, ditmaal in het kopvlak van de as (zie Figuur 35). Om een constante snedediepte te verzekeren is het noodzakelijk de as voordien af te vlakken. De twee validatie-experimenten gebeuren met een vierlippige vingerfrees.



Figuur 35: Foto validatie-experimenten kopfrezen in radiale richting

Tabel 12 vergelijkt de voorspelling van het variabel vermogen P_v op basis van het generisch model en de meetresultaten (gemiddelde waarden). Ook hier manifesteren zich enkel de meetwaarden waar de frees een constante snijlengte bezit.

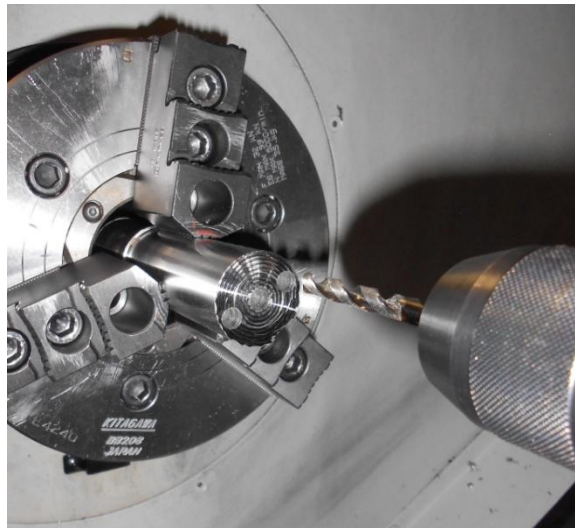
Tabel 12: Validatie van het toepassen van het generisch model op het kopfrezen in radiale richting

Parameters			Luchtsnijden			Materiaalsnijden		
a_p [mm]	f_{vtx} [mm/tr]	n_{dt} [tr/min]	P_v [W] met generisch model	P_v [W] experimenteel	Procentuele afwijking [%]	P_v [W] met generisch model	P_v [W] experimenteel	Procentuele afwijking [%]
1	0,15	6000	630	673	-6,4	1102	947	16,3
2	0,1	5000	567	514	10,3	1140	989	15,3

Opnieuw blijft de procentuele afwijking bij het luchtsnijden beperkt tot zo'n 10%. Zoals bij het frezen in axiale richting is de procentuele afwijking voor het materiaalsnijden iets hoger, hoogstwaarschijnlijk te wijten aan een te grote constante factor K in de Kienzle formule voor de berekening van de snijkracht.

5.4.3 Boren

De laatste gevalideerde snijbewerking betreft het boorproces. Op de Mori Seiki NL2000Y/500 bestaat de mogelijkheid deze bewerking uit te voeren in twee verschillende configuraties. Enerzijds bestaat de mogelijkheid om via aangedreven spil en stilstaand boorgereedschap een gat te boren langs de aslijn van het ingespannen werkstuk. Anderzijds is het mogelijk een gat aan te brengen op eender welke positie in zowel axiale als radiale richting van een ingespannen as. Deze laatste mogelijkheid gebeurt door middel van een aangedreven gereedschap en stilstaand werkstuk. De validatie voor beide mogelijkheden gebeurt door telkens twee experimenten uit te voeren. Het eerste experiment houdt in twee keer een gat van 7,5 mm met verschillende snijparameters te boren in het kopvlak van het ingespannen werkstuk. In het tweede experiment worden twee gaten met verschillende snijparameters naast het gat van de eerste mogelijkheid geboord (zie Figuur 36).



Figuur 36: Foto validatie-experimenten boren

De resultaten van de voorspelling van het variabel vermogen P_v op basis van het generisch model en de meetresultaten (gemiddelde waarden) zijn voorgesteld in Tabel 13 en Tabel 14.

Tabel 13: Validatie van het toepassen van het generisch model op het boren met aangedreven spil

Parameters		Luchtsnijden			Materiaalsnijden		
f_{vtz} [mm/tr]	n [tr/min]	P_v [W] met generisch model	P_v [W] experimenteel	Procentuele afwijking [%]	P_v [W] met generisch model	P_v [W] experimenteel	Procentuele afwijking [%]
0,15	1200	783	641	22,2	1119	1013,7	10,4
0,3	900	590	530	11,3	1026	1137	-9,8

Voor het boren met aangedreven spil wijkt de voorspelling van het vermogen voor het luchtsnijden tot zo'n 20% af van het experimenteel opgemeten vermogen. Op zich lijkt dit veel, maar omdat de spil slechts op lage toerentallen draait, heeft dit een laag vermogensverbruik tot gevolg. De absolute afwijking blijft immers beperkt tot 130W. Hieruit concluderen we dat de voorspelling voor het luchtsnijden betrouwbaar is. Voor het materiaalsnijden blijft de procentuele afwijking van de voorspelling ten opzichte van de experimentele waarden beperkt tot $\pm 10\%$. Toch moet men ook hier rekening houden met de onzekerheid over de K factor uit de Kienzle formule voor de berekening van de snijkraft (zie eerder).

Tabel 14: Validatie van het toepassen van het generisch model op het boren met aangedreven gereedschap

Parameters		Luchtsnijden			Materiaalsnijden		
f_{vtz} [mm/tr]	n_{dt} [tr/min]	P_v [W] met generisch model	P_v [W] experimenteel	Procentuele afwijking [%]	P_v [W] met generisch model	P_v [W] experimenteel	Procentuele afwijking [%]
0,15	1200	304	291,81	4,1	640	708,84	-9,7
0,3	900	278	267,91	3,9	714	897,49	-20,5

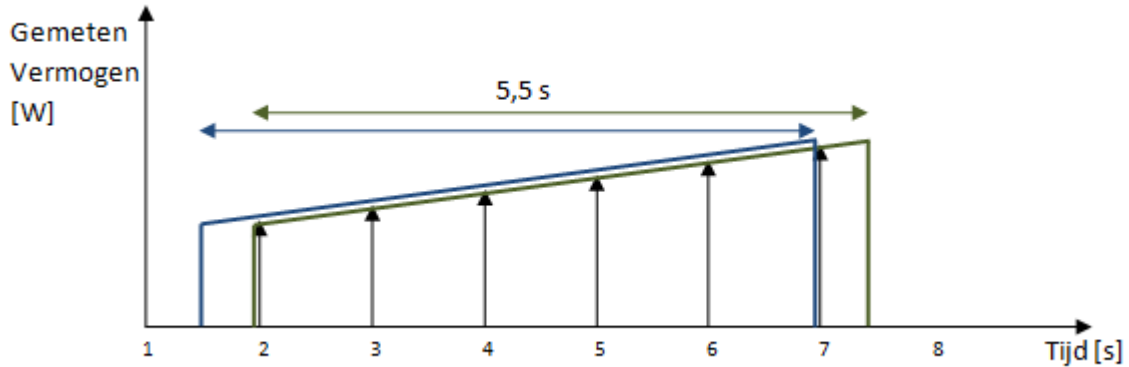
Voor het boren met aangedreven gereedschap resulteert het luchtsnijden in zeer goede voorspellingen; de procentuele afwijking blijft immers beneden 5%. Voor het materiaalsnijden is de procentuele afwijking iets hoger. Dit zal opnieuw hoogstwaarschijnlijk te wijten zijn aan de gebruikte K factor in de Kienzle formule voor de berekening van de snijkraft (zie eerder).

5.4.4 Versnellen en vertragen van de spil

De validatie-experimenten eindigen met het evalueren van het energieverbruik, nodig voor het versnellen van de spil en de energierecuperatie bij het vertragen van de spil. De voorspelling van het benodigd energieverbruik, respectievelijk de resulterende energierecuperatie, bestaat erin de functievoorschriften van het vermogen P_{vs_acc} (45) en P_{vs_rec} (47) te integreren over de tijd. Een gecreëerd Matlab-programma voert deze integratie numeriek uit op basis van de trapeziumregel.

De experimentele energiebepaling resulteert door de discrete vermogenswaarden telkens te vermenigvuldigen met de meetperiode, voor deze meetopstelling één seconde, en deze vervolgens te sommeren. De tijd nodig om te versnellen of te vertragen bedraagt nooit exact een bepaald aantal meetperioden (seconden). Hierdoor zullen de meetresultaten zich steeds tussen een maximum en minimum mogelijke energiewaarde situeren. Het is gekend dat de vermogensmeter steeds een ogenblikkelijke vermogenswaarde weergeeft. Dit vereist voor de versnellings- of vertragingintervallen steeds één meetwaarde meer dan het geheel aantal seconden waaruit het respectievelijke interval bestaat. De grafiek en tabel in Figuur 37 simuleert een versnelling die 5,5 seconden duurt, dit met als resultaat zes ogenblikkelijke waardes. Door enerzijds de eerste waarde en anderzijds de laatste

waarde te vermenigvuldigen met de afgekapte waarde van bovenvermelde versnellings tijd, hier 0,5 s, resulteert de benodigde energie in twee verschillende getallen. Hier situeert de experimenteel bepaalde benodigde energie zich tussen 74.500 J en 76.000 J.



Tijdsschaal [s]	Ogenblikkelijke vermogenswaarde [W]	Geschat energieverbruik gedurende interval [J]	Energieverbruik omgezet naar blauw interval [J]	Energieverbruik omgezet naar groen interval [J]
1	0	0	0	0
2	12.000	12.000	6.000	12.000
3	13.000	13.000	13.000	13.000
4	13.500	13.500	13.500	13.500
5	14.000	14.000	14.000	14.000
6	14.500	14.500	14.500	14.500
7	15.000	15.000	15.000	7.500
8	0	0	0	0
SOM			76.000	74.500

Figuur 37: Experimentele bepaling van het energieverbruik bij het versnellen en vertragen van de spil

Verder baseren de berekeningen van de experimentele versnellings- of vertragingstijden zich op de respectievelijke intervaltijden uit het bovenstaand (experimenteel bekomen) generisch model waarbij het geheel aantal seconden het resultaat is van het afkappen van de tijden tot op het geheel getal.

De validatie-experimenten bestaan uit het versnellen van de spil van 0 tr/min naar bepaalde toerentallen tussen 4.000 en 5.000 tr/min om dan na het bereiken van dit toerental terug te vertragen tot 0 tr/min. Het resultaat van de voorspelling van de verbruikte of gerecupereerde energie op basis van het generisch model en de meetresultaten zijn weergegeven in Tabel 15 en Tabel 16.

Tabel 15: Validatie van het toepassen van het generisch model op het versnellen van de spil

n [tr/min]	Energie voor versnellen [J]				
	Generisch model	Exp min	Exp max	Exp gemiddelde	Afwijking [%]
4000	72180	77013	77516	77265	-6,6
4250	81504	71427	88164	79796	2,1
4500	91220	95602	96648	96125	-5,1
4750	101319	92921	109296	101109	0,2
5000	111794	111969	116968	114469	-2,3

Tabel 16: Validatie van het toepassen van het generisch model op het vertragen van de spil

n [tr/min]	Energie voor vertragen [J]				
	Generisch model	Exp max	Exp min	Exp gemiddelde	Afwijking [%]
4000	-36084	-45579	-39464	-45579	-20,8
4250	-41158	-51082	-46889	-51082	-19,4
4500	-46677	-58798	-50009	-58798	-20,6
4750	-52656	-62366	-54160	-62366	-15,6
5000	-59104	-67417	-67373	-67417	-12,3

De procentuele afwijkingen in deze tabellen zijn berekend ten opzichte van het gemiddelde van de respectievelijke mogelijke intervallen. Zoals duidelijk blijkt uit deze tabellen is het model om de versnellingsenergie te bepalen vrij betrouwbaar, met een maximale afwijking van zeven procent. Daartegenover lijkt de voorspelling van de vertragingenergie systematisch een onderschatting van 15 tot 20 procent. Dit is te wijten aan het feit dat de referentiepunten van de interpolerende curven van deel 1 van het vertragingprofiel een significante onzekerheid bezitten (startpunt vertraging, randvoorwaarde interpolerende curve). De onzekerheid van dit basispunt manifesteert zich doordat dit punt bij het vertragingprofiel gesitueerd is in het hoogtoerentalgebied (vertrek vertragingprofiel). In dit hoogtoerentalgebied is het startpunt van de vertraging ten gevolge van de beperkte meetfrequentie van de tachometer niet met hoge nauwkeurigheid determineerbaar. Bij de versnellingsprofielen bevindt dit referentiepunt zich bij stilstand waardoor de afleiding op een meer betrouwbare manier kon gebeuren (zie eerder).

5.5. Besluit

Dit hoofdstuk behandelde de opbouw van de, in deze masterproef ontwikkelde, generische benadering van het variabel energieverbruik van een werktuigmachine. Bij deze generische benadering is het de bedoeling de specifieke werktuigmachine op te delen in zijn verschillende energieconsumerende aspecten zoals de

verschillende aandrijvingen en het bewerkingsproces zelf. Toegepast op een specifieke werktuigmachine, het totaalbewerkingscentrum Mori Seiki NL2000Y/500, leverde deze denkwijze een model op voor de voorspelling van het variabel energieverbruik. De validatie van dit opgesteld model gebeurde aan de hand van het uitvoeren van verschillende bewerkingen op deze werktuigmachine, meerbepaald langsdraai-, radiale frees- en boorbewerkingen, en hierbij het voorspelde energieverbruik te vergelijken met wat experimenteel opgemeten werd. Een algemene waarneming was dat de procentuele afwijkingen meestal binnen een tiental procent van de voorspelde waarde blijven. Slechts bij meetwaarden van experimenten met laag energieverbruik zijn de procentuele afwijkingen mogelijk iets hoger. Dit omwille van het feit dat kleine afwijkingen reeds een groot percentage bedragen. Ook bij de voorspelling van de energierecuperatie ten gevolge van het vertragen van de spil waren de procentuele afwijkingen iets hoger. Deze grotere afwijkingen zijn te wijten aan de onzekerheid van het startpunt van de vertraging bij het opstellen van de desbetreffende vergelijkingen. Het is belangrijk steeds bij het generisch model te vermelden voor welke thermische toestand van de werktuigmachine deze werd opgesteld. De hier toegepaste thermische toestand is de meest voor de hand liggende regimetoestand. Finaal kunnen we besluiten dat het generisch model een voldoende betrouwbare voorspelling van het variabel energieverbruik voor iedere mogelijke bewerking op de beschouwde werktuigmachine kan leveren.

Hoofdstuk 6: Algemeen besluit

Dit hoofdstuk vormt een synthese van de verschillende besluiten bekomen gedurende deze masterproef.

Na een uitvoerige literatuurstudie startte deze masterproef met het opstellen van een nieuw model voor de energiekarakterisatie van het draai-freescentrum Mori Seiki NL2000Y/500 (door KU Leuven via MTTRF ter beschikking gesteld) voor het langsdraaien van het materiaal 17CrNiMo6. De opstelling van dit nieuw model gebeurde via de door Guo et al. [1] beschreven methode. Het resultaat van deze afleiding is volgende mathematische vergelijking (58):

$$TSE \left[\frac{J}{mm^3} \right] = 8,501 \left[\frac{J \cdot min}{m \cdot mm^6} \right] \cdot v_c^{0,1156} \cdot f^{-0,6152} \cdot a_p^{-0,4304} \cdot D^{-0,6094} + \frac{106,4 \left[\frac{J \cdot m}{mm \cdot min} \right]}{v_c \cdot f \cdot a_p} \quad (58)$$

Dit model heeft een correlatiecoëfficiënt van 0,952 ten opzichte van de uitgevoerde experimenten. Bij de opstelling van dit model is het zeer belangrijk dat de beschouwde werktuigmachine zich in een gekende constante thermische toestand bevindt. Voor de afleiding van bovenstaand model was dit de thermische (warme) regimetoestand.

Ten opzichte van het eerder door Guo et al. [1] bekomen model voor dezelfde werktuigmachine, dezelfde snijoperatie (langsdraaien), maar een verschillend materiaal (11SMnPb30) is het huidig onderzochte materiaal 17CrNiMo6 heel wat minder afhankelijk van de ingestelde snijparameters. Ook is duidelijk dat bij dit nieuw materiaal de engst mogelijke snijparameters in de laagste specifieke energie resulteren. Verder heeft de constante waarde C_0 , $8,501 \left[\frac{J \cdot min}{m \cdot mm^6} \right]$, een hogere waarde met logische oorzaak dat dit materiaal een hogere specifieke snijkraft $k_{c1,1}$ heeft. Als laatste is in dit model de waarde C_1 , $106,4 \left[\frac{J \cdot m}{mm \cdot min} \right]$, ook opmerkelijk groter dan bij het initieel model van Guo et al. [1], $85,44 \left[\frac{J \cdot m}{mm \cdot min} \right]$. Niettegenstaande dat deze constante representatief is (op een constante factor na) voor het constant vermogen geleverd door de machine, is het duidelijk dat ook hier de thermische toestand van de werktuigmachine een beduidende invloed heeft. Dit constant vermogen reflecteert immers onder andere de koel- en oliepompen van de verschillende aandrijvingen. De activatie van deze pompen zal zeer afhankelijk zijn van de thermische toestand van de werktuigmachine.

Het nadeel van bovenstaande methode is dat het een nieuwe afleiding vereist bij het veranderen van machineconfiguratie, werkstukmateriaal, snijproces of thermische toestand van de werktuigmachine. Vanuit dit nadeel ontwikkelde deze masterproef een vernieuwende methode waarbij bovenstaande wijzigingen slechts een gedeeltelijke en gekende invloed hebben op het (nieuw opgebouwde) energiemodel. Deze vernieuwende methode focust zich op het variabel energieverbruik van de werktuigmachine. Het constant vermogen kan via snelle metingen bekomen worden en heeft reeds een zeer uitgebreide studie en optimalisatie ondergaan [5], [2]. Vanuit dit opzicht benadert dit vernieuwend model het variabel energieverbruik op een generische machineonafhankelijke manier door het variabel energieverbruik als de som van de verschillende energieconsumerende factoren te beschouwen. Doordat deze energieconsumerende factoren zich afzonderlijk in dit model situeren, resulteert deze methode in een snel en eenvoudig aanpasbaar model. Deze energieconsumerende factoren bestaan enerzijds uit de hardwareopstelling van de werktuigmachine, bijvoorbeeld spilmotor(en) en voedingsasmotor(en), en anderzijds uit het verspaningsproces zelf. De karakterisatie van het energieverbruik van het verspaningsproces zelf gebeurt in deze methode via de veelgebruikte formules van Victor Kienzle [15]. De karakterisatie van de verschillende energieconsumerende hardwarecomponenten is binnen deze masterproef toegepast op de werktuigmachine Mori Seiki NL2000Y/500, die kan opgedeeld worden in spilmotor, voedingsasmotoren en motor voor aangedreven gereedschappen. Gesommeerd met een constant aandeel binnen het variabel vermogen en het verspaningsvermogen levert dit model veelbelovende resultaten. Belangrijke randvoorwaarde bij deze vergelijkingen is dat de machine in thermische regimetoestand dient te zijn. Bij koudere toestand zal het variabel energieverbruik merkkelijk grotere bedragen aannemen (tot zelfs 1.000 Watt hoger) wegens hogere wrijving in de verschillende aandrijvingen.

Deze masterproef sluit af met de validatie van dit model voor enkele verschillende mogelijke bewerkingen op de onderzochte werktuigmachine. De bewerkingen op deze machine betreffen het draaien, frezen en boren. Voor deze bewerkingen, waar het model van Victor Kienzle gekend voor is en het verbruikt variabel vermogen boven 2.000 W bedraagt, zal dit vernieuwend model resulteren in relatieve afwijkingen van maximaal 5 %. Bij lager verbruikte vermogens kan men rekenen op relatieve afwijkingen van maximaal 20 %. Deze hogere relatieve afwijkingen bij de lager verbruikte vermogens komen door het feit dat hier een bepaalde absolute afwijking een grotere procentuele afwijking inhoudt. De vermogensafwijkingen blijven immers steeds beperkt tot 200 W.

Deze heldere methode voor de opbouw van het variabel energieverbruik van een werktuigmachine kan men nu verder gebruiken als aanvulling bij bestaande CAD/CAM-systemen. Hierbij kan werkvoorbereiding en machineselectie zeer snel gebeuren op basis van energetische afwegingen. Het grote voordeel is dat deze modellen zeer snel aanpasbaar zijn voor eventuele wijzigingen in de machineconfiguratie. Ook kan men vrij snel het generisch model opstellen voor een nieuwe geïntroduceerde machine in de werkplaats en deze koppelen aan het CAD/CAM-systeem.

Appendices

Appendix A: Overzicht bijlagen op bijgevoegde CD-R

Hier volgt een overzicht van de bestanden die zich op de bijhorende CD-R bevinden. Deze bestanden bestaan uit de opgestelde experimenten, de opgestelde NC-Codes, de bekomen meetresultaten alsook enkele gebruikte Matlab-programma's. Deze appendix dient enkel ter informatie voor eventueel verder onderzoek en heeft geen substantieel belang bij het begrijpen van de resultaten van deze masterproef.

- H4 Methode Guo et al.
 - H4.A1 Setup Experimenten
Deze map bevat het Excel-bestand met de ingestelde parameters ter opstelling van het energiemodel volgens Guo et al. voor het materiaal 17CrNiMo6 op de werktuigmachine Mori Seiki NL2000Y/500.
 - H4.A2 NC-Codes
Deze map bevat de manueel opgestelde NC-Codes om bovenvermelde experimenten uit te voeren op de werktuigmachine Mori Seiki NL2000Y/500.
 - H4.A3 Meetresultaten
Deze map bevat de opgeslagen meetresultaten vanuit de Power & Quality Analyser Chauvin Arnoux C.A 8335.
 - H4.A4 Matlab-programma's
Deze map bevat de Matlab-programma's om de kleinste kwadraten curve fitting uit te voeren op zowel de TSE- als SPE-meetresultaten.

- H5 Generische methode
 - H5.3.1 Karakterisatie Spil
 - H5.3.1 A1 NC-Codes
Deze map bevat de manueel opgestelde NC-Codes om de experimenten uit te voeren ter karakterisatie van de spil.
 - H5.3.2 A2 Meetresultaten
Deze map bevat de opgeslagen meetresultaten vanuit de Power & Quality Analyser Chauvin Arnoux C.A 8335 ter karakterisatie van de spil.
 - H5.3.2 Karakterisatie voedingsbewegingen
 - H5.3.2 A1 NC-Codes
Deze map bevat de manueel opgestelde NC-Codes om de experimenten uit te voeren ter karakterisatie van de voedingsassen.
 - H5.3.2 A2 Meetresultaten
Deze map bevat de opgeslagen meetresultaten vanuit de Power & Quality Analyser Chauvin Arnoux C.A 8335 ter karakterisatie van de voedingsassen.
 - H5.3.3 Karakterisatie Aangedreven gereedschap
 - H5.3.3 A1 NC-Codes
Deze map bevat de manueel opgestelde NC-Codes om de experimenten uit te voeren ter karakterisatie van het aangedreven gereedschap.
 - H5.3.3 A2 Meetresultaten
Deze map bevat de opgeslagen meetresultaten vanuit de Power & Quality Analyser Chauvin Arnoux C.A 8335 ter karakterisatie van het aangedreven gereedschap.

Bibliografie

- [1] Guo Y., Loenders J., Duflou J.R., Lauwers B., 2012, Optimization of Energy Consumption and Surface Quality in Finish Turning, Proceedings of 5th CIRP International Conference on High Performance Cutting, pp.512 – 517.
- [2] Schlosser R., Klocke F., Lung D., 2011, Sustainability in Manufacturing - Energy Consumption of Cutting Processes, Proceedings of the 8th Global Conference on Sustainable Manufacturing, pp.85-89.
- [3] Rahimifard S., Seow Y., Childs T., 2010, Minimising Embodied Product Energy to support energy efficient manufacturing, CIRP Annals – Manufacturing Technology, Vol.59/1, pp.25-28.
- [4] Mativenga P.T., Rajemi M.F., 2011, Calculation of optimum cutting parameters based on minimum energy footprint, CIRP Annals – Manufacturing Technology, Vol.60/1, pp. 149-152.
- [5] Mori M., Fujishima M., Inamasu Y., Oda Y., 2011, A study on energy efficiency improvement for machine tools, CIRP Annals – Manufacturing Technology, Vol.60/1, pp.145-148.
- [6] Draganescu F., Gheorghe M., Doicin C.V., 2003, Models of machine tool efficiency and specific consumed energy, Journal of Materials Processing Technology, Vol.141/1, pp.9-15.
- [7] Avram O.I., Xirouchakis P., 2011, Evaluating the use phase energy requirements of a machine tool system, Journal of Cleaner Production, Vol.19/6-7, pp.699-711.
- [8] Kong D., Choi S., Yasui Y., Pavanaskar S., Dornfeld D., Wright P., 2011, Software-based tool path evaluation for environmental sustainability, Journal of Manufacturing Systems, Vol.30/4, pp.241-247.

- [9] Diaz N., Redelsheimer E., Domfeld D., 2011, Energy Consumption Characterization and Reduction Strategies for Milling Machine Tool Use, Globalized solutions for Sustainability in Manufacturing, pp. 263-267.
- [10] Helu M., Vijayaraghavan A., Dornfeld D., 2011, Evaluating the relationship between use phase environmental impacts and manufacturing process precision, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol.60/1, pp.49-52.
- [11] Schlosser R., Klocke F., Döbbeler F., Riemer B., Hameyer K., Herold T., Zimmermann W., Nuding O., Schindler B.A., Niemczyk M., 2011, Assessment of Energy and Resource Consumption of Processes and Process Chains within the Automotive Sector, Proceedings of the 18th CIRP International Conference on Life Cycle Engineering, pp.45-50.
- [12] Weinert N., Chiotellis S., Seliger G., 2011, Methodology for planning and operating energy-efficient production systems, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol.60/1, pp.41-44.
- [13] DMG/Mori Seiki, [Online]. Available: <http://en.dmgmorseiki.com/sites/en/home/>. [Geopend 2012-2013].
- [14] Monserez L., 2011, Verspaningsleer, Oostende: KHBO.
- [15] Groover M.P., 2010, Fundamentals of Modern Manufacturing. Materials, Processes, and Systems, USA, 4th edition.
- [16] SECO, 2012. [Online]. Available: <http://www.secotools.com/en/Global/Services--Support/Machining-Navigator/>. [Geopend Mei 2013].
- [17] WNT, 2012. [Online]. Available: <http://www.wnt.de/nl-lu/WNT-Catalogus.htm>. [Geopend 2012-2013].
- [18] Montgomery D.C., 2001, Design and Analysis of Experiments.
- [19] Terörde G., 2009, Electrical Drives and Control Techniques, Leuven (Belgium): Acco, 2nd edition.

Fiche Masterproef

Studenten: Jochen Cobbaert
Dries Vandezande

Titel: Generische benadering voor de energiekarakterisatie en -evaluatie van werktuigmachines

Engelse titel: Generic approach for the energy characterization and evaluation of machine tools.

UDC: 621.9

Korte inhoud:

Deze masterproef start na een uitgebreide literatuurstudie met de toepassing van een gekende methode voor de karakterisatie van het energieverbruik van de werktuigmachine Mori Seiki NL2000Y/500. Deze werktuigmachine werd ter beschikking gesteld door de KU Leuven via MTTRF (Machine Tool Technologies Research Foundation). De toegepaste methode werd ontwikkeld door Guo et al. Deze methode levert aanvaardbare resultaten voor het langsdraaien van 17CrNiMo6 met bovenstaande werktuigmachine die zich steeds in thermische regimetoestand bevond.

De toegepaste methode is machine-, materiaal- en snijproces-afhankelijk. Vertrekkend vanuit dit nadeel is binnen deze masterproef een vernieuwende generische benadering voor het variabel energieverbruik van een werktuigmachine ontwikkeld. Hierbij wordt het energieverbruik van de aandrijvingen en het verspaningsproces onderscheiden en gekarakteriseerd voor een welbepaalde thermische toestand. Het variabel energieverbruik resulteert vervolgens uit de som van het energieverbruik van alle apart beschouwde factoren. De masterproef valideert deze werkwijze aan de hand van bewerkingen die mogelijk zijn op de ter beschikking gestelde werktuigmachine. Hieruit volgen veelbelovende resultaten.

Thesis voorgedragen tot het behalen van de graad van Master of Science in de ingenieurswetenschappen: werktuigkunde

Promotoren: Prof. dr. ir. Bert Lauwers
Prof. dr. ir. Joost Duflou

Assessoren: Prof. dr. ir. Wim Dewulf
Prof. dr. ir. Ward Heylen

Begeleider: Ing. Yansong Guo