

Ontwikkeling van een ontwerpmethodiek voor een hydraulische koppelomvormer

Joachim Van Dingenen

Promotoren: prof. ir. Erik Dick, prof. dr. ir. Jan Vierendeels

Begeleider: Maarten Van Speybroeck

Scriptie ingediend tot het behalen van de academische graad van
Burgerlijk werktuigkundig-elektrotechnisch ingenieur

Vakgroep Mechanica van stroming, warmte en verbranding

Voorzitter: prof. dr. ir. Roger Sierens

Faculteit Ingenieurswetenschappen

Academiejaar 2007-2008



Ontwikkeling van een ontwerpmethodiek voor een hydraulische koppelomvormer

Joachim Van Dingenen

Promotoren: prof. ir. Erik Dick, prof. dr. ir. Jan Vierendeels

Begeleider: Maarten Van Speybroeck

Scriptie ingediend tot het behalen van de academische graad van
Burgerlijk werktuigkundig-elektrotechnisch ingenieur

Vakgroep Mechanica van stroming, warmte en verbranding

Voorzitter: prof. dr. ir. Roger Sierens

Faculteit Ingenieurswetenschappen

Academiejaar 2007-2008



Toelating tot bruikleen

De auteur geeft de toelating deze masterproef voor consultatie beschikbaar te stellen en delen van de masterproef te kopiëren voor persoonlijk gebruik. Elk ander gebruik valt onder de beperkingen van het auteursrecht, in het bijzonder met betrekking tot de verplichting de bron uitdrukkelijk te vermelden bij het aanhalen van resultaten uit deze masterproef.

Gent, juni 2008

Joachim Van Dingenen

Voorwoord

Aan het begin van deze scriptie zou ik eerst graag enkele personen willen bedanken voor hun hulp bij het uitwerken van deze thesis. In het bijzonder wil ik mijn dank uiten aan mijn promotoren, Prof. E. Dick en Prof. J. Vierendeels, voor hun steun en voor mij in te leiden in de boeiende wetenschap van de stromingsmechanica. Via hun hoorcolleges kwam ik in contact met de complexe, maar uitdagende studie van de turbomachines. Ik dank hun ook, samen met de Dana Corporation, om dit onderwerp voor te stellen, want hierdoor kreeg ik een voorsmaakje en een versterkte motivatie om mijn droom om te ontwerpen na te streven. Prof. E. Dick verschafte mij het nodige inzicht om door de moeilijkste breekpunten van het analytische deel te geraken en dankzij Prof. J. Vierendeels slaagden ook de simulaties van deze turbomachine.

Daarnaast bedank ik ook ir. M. Van Speybroeck van de Dana Corporation om mij in te leiden in dit onderwerp en mij van de nodige data te voorzien om deze thesis tot een goed einde te kunnen brengen. Ik hoop dan ook dat deze scriptie hem van dienst kan zijn bij de ontwikkeling van nieuwe koppelomvormers.

Ook hartelijk dank aan Yves Maenhout voor de technische hulp en de handleidingen bij de programma's.

Overzicht

ONTWIKKELING VAN EEN ONTWERPSMETHODIEK VOOR EEN HYDRAULISCHE KOPPELOMVORMER

Auteur: Joachim Van Dingenen

Scriptie ingediend tot het behalen van de academische graad van
Burgerlijk werktuigkundig-elektrotechniek ingenieur

Promotoren: prof. ir. Erik Dick, prof. dr. ir. Jan Vierendeels
Begeleider: Maarten Van Speybroeck

Vakgroep Mechanica van stroming, warmte en verbranding
Voorzitter: prof. dr. ir. Roger Sierens
Faculteit Ingenieurswetenschappen
Universiteit Gent
Academiejaar 2007-2008

Trefwoorden: koppelomvormer, ééndimensionale ontwerpsmethodiek,
wrijvingverliescoëfficiënt, methode van Kaplan, computational fluid dynamics

Samenvatting:

Vooraleer een nieuwe ontwerpsmethodiek kan voorgesteld worden, moet natuurlijk het nodige inzicht in de koppelomvormer verschaft worden. Daarom wordt in hoofdstuk 2 eerst de principiële werking en de opbouw van een gewone hydraulische koppeling behandeld. Hierop verdergaand kan nu ook de werking van de koppelomvormer kwalitatief uitgelegd worden in hoofdstuk 3. Door de stromingsvergelijkingen om te vormen naar bruikbare uitdrukkingen voor de koppelomvormer, zoals uitgevoerd in hoofdstuk 4, poogt men de stroming in de koppelomvormer ééndimensionaal te beschrijven. In het volgende hoofdstuk wordt dan ook een analytisch model uitgedacht, waarvan de parameters of meer bepaald de verliescoëfficiënten experimenteel worden bepaald. Het zal blijken dat er een goede overeenkomst verkregen wordt tussen de experimenteel bepaalde karakteristieken en deze afkomstig uit het model, zodat men dit model kan uitbreiden tot een ééndimensionale ontwerpsmethodiek. Via de methode van Kaplan, kan men nu een driedimensionale beblading ontwerpen, wat in hoofdstuk 6 wordt uiteengezet. Tenslotte wordt dit driedimensionale ontwerp geverifieerd via CFD simulaties en wordt een methode via CFD voorgesteld om de parameters van de ééndimensionale ontwerpsmethodiek te begroten bij afwezig van experimentele data. Dit laatste vindt u terug in hoofdstuk 7. In het laatste hoofdstuk wordt de gehele ontwerpsmethodiek voor de duidelijkheid nog samengevat.

Development of a Hydraulic Torque Converter Design Method

Joachim Van Dingenen

Supervisors: Prof. Ir. E. Dick, Prof. Dr. Ir. J. Vierendeels

Abstract – This work proposes a design procedure for a hydraulic torque converter with fixed stator blades. The method optimizes the efficiency for a given torque ratio. An initial design is developed in two main steps: First a one-dimensional design is drawn up, based on one-dimensional flow analysis. Therefore a good approximation of the loss coefficients is needed, which can be estimated using experimental results, dimensionless analysis or Computational Fluid Dynamics. Secondly the Kaplan method is applied to extend this preliminary design to three dimensions.

Keywords – hydraulic torque converter, one-dimensional analysis, Kaplan method, CFD

I. INTRODUCTION

The hydraulic torque converter is a complex turbomachine used to transfer power from an engine to a transmission. It consists of three main elements: the pump which is connected to the engine, the turbine which supplies the output torque and a stator. The following considers a torque converter with a fixed stator, which is called the Föttinger torque converter. This machine has two main functions: First, it provides a torque multiplication when turbine is blocked. This situation is called the stall condition and makes a higher acceleration possible when the vehicle starts or when a mass is lifted. Therefore the main applications of the Föttinger torque converter are heavy off-road and construction vehicles. Secondly the torque converter dampens engine torsional disturbances and shock loads, which increases the life span of the whole transmission.

Since the first introduction of the hydraulic torque converter by Föttinger in 1908, a lot of analytical research has been undertaken to describe the complex flow in the elements. Nevertheless there is no practical method available to design new converters. Therefore this work will propose a useful algorithm that can be implemented in a computer program to design torque converters with an optimized efficiency for a given stall torque ratio. The algorithm provides an initial design, which can afterwards be optimized using Computational Fluid Dynamics.

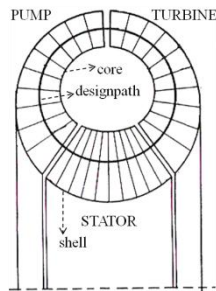


Figure 1 Cross-section of the torque converter

II. ONE-DIMENSIONAL ANALYSIS

Even though there are a lot of secondary flows in a torque converter [2], a one-dimensional flow is considered at the designpath at the centre of the through flow area, as shown in Figure 1. The secondary losses will be taken into account by the friction loss coefficient. Because oil is used as transmission fluid, the fluid can be considered incompressible.

An operating condition of a torque converter is determined by the torque ratio TR, which is the ratio of the turbine to the pump speed, and the speed ratio SR, which is the ratio of the turbine to the pump rotational speed. An example of a typical torque converter characteristic is given in Figure 2. The following will only evaluate steady-state conditions.

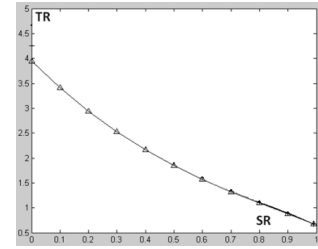


Figure 2 Main characteristic of the torque converter

Fluid flow is described by the Navier-Stokes equations, which express conservation of mass, momentum and energy. V. J. Jandasek transformed these equations, so they can be applied to hydraulic torque converters [1].

$$A_1 \cdot F_1 = A_2 \cdot F_2 \quad (1)$$

$$\dot{m} \cdot (r_2 \cdot v_{2u} - r_1 \cdot v_{1u}) = T \quad (2)$$

$$\Delta W_p + \Delta W_t = \Delta Q_{irr,fr} + \Delta Q_{irr,sh} \quad (3)$$

Equations (1), (2) and (3) represent the conservation of mass, momentum and work. The first two can be applied to one element, the last one is applied to the whole torque converter. A, F, r and $\dot{m}$ represent respectively the through flow area, the through flow velocity, the radius at the designpath and the mass flow rate. There are two kinds of losses ΔQ_{irr} : the frictional losses, which incorporate the secondary losses, and the shock losses.

$$\Delta Q_{irr,wr} = \sum_{elements} f \cdot \frac{1}{2} w_2^2 \quad (4)$$

$$\Delta Q_{irr,st} = \sum_{elements} \phi \cdot \frac{1}{2} (v_{sh})^2 \quad (5)$$

The frictional losses are defined on the kinetic energy at the outlet of each element and the shock losses are defined on the kinetic energy of the shock velocity, which is the vector difference of the shockless inlet velocity and the real inlet velocity. The loss coefficients f and ϕ are to be estimated.

III. DESIGN METHOD

A. One-Dimensional Design Method

Previous torque converter relations can now be applied to develop a new one. Using equation (6), a shockless operating condition with given SR and TR can be described by a system of 5 equations and 7 unknown variables.

$$v_u = R \cdot \omega + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta) \quad (6)$$

In equation (6) ω , Q and β represent the rotational velocity, the volumetric flow rate and the blade angle. The first two equations express the TR, derived from equation (2), and the conservation of work (3). When choosing a shockless design condition, each lid of (5) needs to be zero, which provides the last three equations. The 7 unknown variables are the blade angles at the inlet and outlet of each element, and the expression Q/ω_p .

This means that when the geometry is chosen and a shockless design condition is picked, only two degrees of freedom remain. In the proposed algorithm the outlet blade angle of the pump and the turbine are chosen variables, so by computing the characteristic of the torque converter for every choice of the design condition and values of these two parameters, every possible torque converter is calculated for a given geometry. By choosing the torque converter with the desired TR in the stall condition and the highest efficiency, the design problem will be solved.

B. Loss coefficients

Previous one-dimensional design procedure can only be applied when the loss coefficients are known. There are three possible ways to estimate these coefficients.

The first and most accurate way of estimating the loss coefficients is analyzing experimentally measured characteristics of torque converters with the same nominal diameter D . It seemed that the loss coefficients didn't vary much when changing the operating condition, except for very high SRs. Even though in reality the frictional loss coefficients differ by element because of the secondary flows, the characteristics overlap well when selecting a fixed frictional coefficient. It turned out that 0,378 is a good estimation for the frictional coefficient of a 13 inch torque converter, based on the data of the Dana Corporation.

When no experimental data is at hand, a second method for evaluating the loss coefficient is derived from a dimensionless analysis. As friction is generated at surfaces, one can conclude the coefficient f is proportional with the square of the nominal diameter D .

$$f = 0,378 \left(\frac{D}{13\text{inch}} \right)^2 \quad (7)$$

Expression (7) makes it possible to calculate the frictional coefficient for a given nominal diameter D . Be aware that expression (7) doesn't take into account the change in secondary flows when varying the nominal diameter. Therefore (7) can only be used as a rough approximation.

This last approximation can be refined by Computational Fluid Dynamics. A major disadvantage of this third method is the time spent in undertaking this iterative procedure. One has to start from an initial design, for instance developed using (7), then to assess the losses and eventually to modify the loss

coefficient. Fortunately in most cases only one iteration will be enough.

C. Three-Dimensional Design

The next assignment is to expand the one-dimensional design to a three-dimensional design. Therefore an algorithm is derived from the Kaplan Method, which is a conformal representation between a plane and a streamline in an element of the torque converter. Given a blade angle distribution across an element, the blade structure can be constructed. This work shows that the free-vortex concept at the inlet and the outlet of an element led to an unrealistic blade structure with a large bend from core to shell. Consequently, the leading and trailing edges of the blades were drawn by straight lines.

The lengthwise distribution of the blade angles at the core and the shell were drawn by dividing the total camber across the blade to minimize the secondary losses and to avoid separation regions. Next the streamlines at the core and the shell are connected by straight lines. Even though the work done by the flow in the streamtubes across the span of the canals is not fixed because the free-vortex design was not applied, CFD analysis shows a good resemblance with the results of the one-dimensional design.

D. Computational Fluid Dynamics

Simulations of the torque converter were performed using Fluent, a Computational Fluid Dynamics program, to evaluate the three-dimensional design and to verify the procedure of estimating the loss coefficients. A pressure-based solver is employed in cooperation with the k - ϵ model to evaluate the turbulence [3]. Because of the complexity of the flow in a torque converter and back flow in each element, it is preferred to simulate each element separately. The boundary conditions are taken from the one-dimensional analysis, thus uniform velocity and pressure were imposed on respectively the inlet and the outlet of the elements.

IV. RESULTS AND FUTURE OPTIMIZATIONS

Previous design method can easily be implemented in a mathematical program such as Matlab. By varying the parameters defining the geometry and choosing realistic values of the loss coefficients, this program will generate the characteristics and blade angle of all the possible torque converters with an optimized efficiency. By picking the torque converter with the desired TR in the stall condition, the program will provide a new three-dimensional design. A comparison between the one-dimensional design and the simulations in Fluent shows a deviation of the TR and flow losses of maximum 15%, which can partly be attributed to the k - ϵ model. Of course, this program provides only an initial and useful design that can be further optimized by analyzing the flow with CFD.

REFERENCES

- [1] V.J. Jandasek, The Design of a Single-Stage Three-Element Torque Converter, SAE Article, 1961.
- [2] T. W. Von Backström and B. Lakshminarayana, Perspective: Fluid Dynamics and Performance of Automotive Torque Converters: An Assessment, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 118, Nr. 4, p665-676, 1996.
- [3] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, second edition, Pearson Education Limited, 2007.

Inhoudstafel

Hoofstuk 1: Historiek.....	1
Hoofstuk 2: De Hydraulische Koppeling [3]	2
2.1. Inleiding.....	2
2.2. Opbouw en Principiële Werking	2
2.3. Karakteristiek	4
2.4. De Koppelcapaciteit	5
2.5. Eigenschappen.....	6
Hoofstuk 3: Principe van de Hydraulische Koppelomvormer[3]	8
3.1. Inleiding.....	8
3.2. Opbouw, Principiële Werking en Karakteristiek.....	8
3.3. Karakteristiek	10
3.4. Koppelcapaciteit	13
3.5. Eigenschappen.....	14
Hoofstuk 4: Eéndimensionale Analyse [3]	15
4.1. Inleiding.....	15
4.2. Hoofdwetten voor Turbomachines [8]	15
4.3. De Verbanden in de Hydraulische Koppelomvormer	18
4.4. De Secundaire Stromingen	22
Hoofstuk 5: Eéndimensionaal Ontwerp	25
5.1. Inleiding.....	25
5.2. De Geometrie van de Torussectie	25
5.3. Het Stelsel Vergelijkingen.....	28
5.4. Bepaling van de Wrijvingscoëfficiënt en de Stootverliescoëfficiënt	30

5.5. De In- en Uitlaathoeken	37
5.6. De absorptiekaracteristieken	46
5.7. Conclusie	47
Hoofdstuk 6: Driedimensionaal Ontwerp	48
6.1. Inleiding.....	48
6.2. De Kaplan Methode.....	48
6.3. De Aanvals- en Vluchtboord.....	52
6.4. De Buiging van de Schoepen	54
6.5. Driedimensionale Ontwerpsmethodiek	55
Hoofdstuk 7: Controle via Computational Fluid Dynamics	57
7.1. Inleiding.....	57
7.2. Het Model.....	57
7.3. De Randvoorwaarden	63
7.4. Het Grid.....	65
7.5. Simulatie van het Designpunt.....	66
7.6. Simulatie van de Stall-Conditie.....	69
7.7. Secundaire Stromingen in het Designpunt	70
Hoofdstuk 8: Slotbemerkingen	76
Bijlage A: Ontwerpspecificaties	77
Bijlage B: Experimenteel Opgemeten Karakteristieken van Bestaande Koppelomvormers ...	79
Bijlage C: Lijst van 13 inch Koppelomvormers met Geoptimaliseerd Rendement.....	81
Bijlage D: Voorbeeld van een Eéndimensionaal Ontwerp	83
Bijlage E: Voorbeeld van een Driedimensionaal Ontwerp van de Beblading	85
Bijlage F: De Buiging van de Stator en de Turbine	88
Bijlage G: Een Driedimensionaal Ontwerp van een 13 inch Koppelomvormer.....	89

Bijlage H: De Grids voor de Simulaties.....	91
Bijlage I: Vergelijking tussen de Eéndimensionale Berekeningen en de Resultaten van de Simulatie voor het Designpunt.....	92
Bijlage J: Vergelijking tussen de Eéndimensionale Berekeningen en de Resultaten van de Simulatie voor de Stall-Conditie	94
Referenties.....	96

Tabel van Afkortingen en Symbolen

T	Koppel
p, t, r	Pomp, turbine, stator
SR	Speed ratio
ω	Hoeksnelheid
TR	Torque ratio
s	Slip
N	Toerental
C	Constance uit de koppelcapaciteitsvergelijking (5)
D	Diameter of, indien zonder index, de nominale diameter
K, $\bar{K}$	Koppelcapaciteit, gereduceerde koppelcapaciteit
MP2000	Variante van de koppelcapaciteit gedefinieerd door de Dana Corporation
A	Doorstroomoppervlakte
F	Doorstroomsnelheid
$\dot{m}$	Massadebiet
R, r	Straal, d.i. afstand van de rotatieas tot het beschouwde punt
u	Loopsnelheid, in de looprichting
1, 2	Inlaat, uitlaat
W	Arbeid
v	Absolute snelheid
w	Relatieve snelheid
ρ	Dichtheid
p	Druk
q_{irr}, Q_{irr}	Verlies in J/kg
h	Enthalpie
e	Inwendige energie
s	Entropie

c	Specifieke warmte
h_0	Totale enthalpie in het absolute stelsel
h_{0r}	Totale enthalpie in het relatieve stelsel
p_0	Totale druk in het absolute stelsel
p_{0r}	Totale druk in het relatieve stelsel
β	Richtingshoek, inlaathoek of uitlaathoek van een blad
Q	Volumetrisch debiet
w_r, st	Wrijving-, stoot-
f	Wrijvingsverliescoëfficiënt
ϕ	Stootverliescoëfficiënt of een onbekende eigenschap
d	Op het designpad
S, s	Shell
C, c	Core
θ	Hoek tussen een straal van het designpad en de y-as in het xy-vlak
η	Rendement
φ	Rotatiehoek rond de rotatieas vanaf het xy-vlak
u^+	Dimensieloze snelheid van de stroming langs de wand
κ	Constante van von Karman
E, B	Constanten uit de log-wet die een maat zijn voor de ruwheid
u_τ	Wrijvingssnelheid
τ_w	Schuifspanning aan de wand

y^+	Dimensieloze afstand van de wand
Γ	Diffusiecoëfficiënt
α	Onderrelaxatiefactor
k	Turbulente kinetische energie
ε	Turbulente energiedissipatie
T_i	Intensiteit van de turbulentie
K_s	Ruwheidshoogte
C_s	Ruwheidsconstante
μ	Dynamische viscositeit
CFD	Computational Fluid Dynamics

Hoofstuk 1: Historiek

De uitvinding van de hydraulische koppelomvormer vond plaats in 1908 door Dr. Herman Föttinger en werd ontwikkeld voor maritiem gebruik met water als werkingsvloeistof, wat nu vervangen is door olie. Zoals de naam doet vermoeden, is de koppelomvormer een onderdeel van de transmissie van een voertuig die het koppel verandert: het ingaande koppel, afkomstig van de aandrijvende motor wordt vergroot of verkleind. Uiteraard is vooral deze eerste functie voordelig, aangezien voor eenzelfde koppel een kleinere motor kan gebruikt worden. De eerste Föttinger-koppelomvormer is een koppelomvormer met één turbinewiel, één pompwiel en één vaste stator, een zogenaamde ééntraps-éénfasekoppelomvormer. Deze hydraulische transmissies werden geproduceerd door het bedrijf Vulcan Ship Yards in Stettin in Duitsland. De Föttinger koppelomvormer legde de basis voor de latere Trilok-koppelomvormer. Door de reactor of stator op een vrijlooppkoppeling te monteren kon men twee fasen onderscheiden, enerzijds een werking als gewone koppeling bij een reactor in vrijloop en anderzijds als een koppelomvormer bij een geblokkeerde reactor. Later volgden er nog vele optimalisaties: Mr. Alan Coats ontwierp een koppelomvormer met een veranderlijke inlaathoek van de statorbladen voor de firma Vickers in Groot-Brittannië. Mr. A. Lysholm verhoogde in opdracht van de Leyland organisatie in 1930 de koppelverhouding naar 5:1 door gebruik te maken van meerdere turbinewielen. Deze machine noemt men de multi-stage koppelomvormer [1]. De koppelomvormer werd voor het eerst aangewend voor wegtransport in de Verenigde Staten in stadbussen in het jaar 1938. Na de tweede wereldoorlog vond de koppelomvormer ook zijn weg naar de personenwagens en de vrachtwagens. De reden hiervoor was dat deze eenheden goedkoop te produceren waren door verbeterde productietechnieken. Later werd de koppelomvormer ook ingezet in vele militaire voertuigen en in verscheidene off-road applicaties, zoals tractors, walsers, dorsmachines, heftrucks en kranen. Naast de automatische transmissies van personenwagens vormen de off-roads machines een heel belangrijk toepassingsdomein van de koppelomvormer [2].

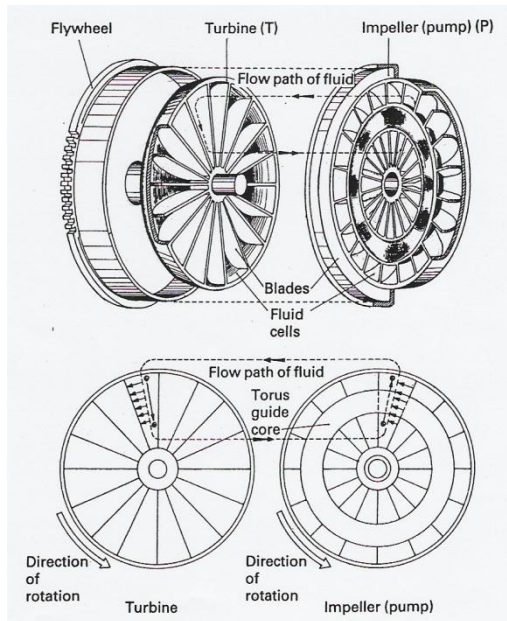
Hoofstuk 2: De Hydraulische Koppeling [3]

2.1. Inleiding

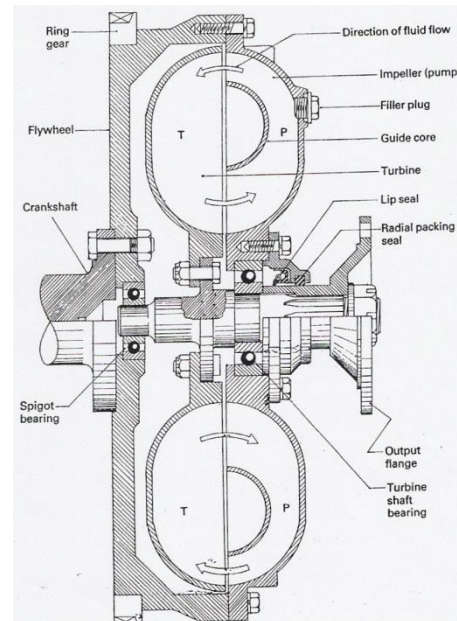
Dit hoofdstuk bevat de principiële werking en opbouw van de hydraulische koppeling, de voorganger van de hydraulische koppelomvormer. Een analyse van dit transmissieonderdeel geeft namelijk een eerste inzicht in de werking van de koppelomvormer. Naast de opbouw en de werking, wordt er ook ingegaan op de karakteristieken en de eigenschappen. In het volgende hoofdstuk wordt dan het principe van de hydraulische koppelomvormer toegelicht.

2.2. Opbouw en Principiële Werking

Hydraulische transmissies gebruiken hydraulische energie om vermogen te transporteren van een motor naar de transmissie en uiteindelijk naar de wielen. Vooraleer een bespreking van de koppelomvormer te geven, is het beter om de eerder uitgevonden hydraulische koppeling te bespreken. Dit onderdeel zorgt voor een zachtere overschakeling tussen verschillende snelheidsverhoudingen. Ontkoppelen gebeurt door de hydraulische koppeling te ledigen, eens overgeschakeld naar een ander snelheidsverhouding wordt er weer aangekoppeld door de component weer te vullen met olie. Met een zachte werking wordt bedoeld: het zonder stoten oplopen van de uitlaatsnelheid. Een verbetering ten opzichte van de platenkoppeling is dat dit gebeurt zonder beschadiging, er zijn namelijk geen wrijvingsvlakken en de ontwikkelde warmte kan veel gemakkelijker afgevoerd worden door het gebruik van een fluïdum. Dit brengt een verhoogde levensduur en een beveiliging tegen overbelasting met zich mee. De werking met een fluïdum zorgt ook voor een trillingsisolatie tussen de motor en de wielen, zodat door een vermindering van vermoeiingsbelastingen ook de levensduur van de andere onderdelen van de transmissie verhoogt. De hydraulische bediening van de koppeling maakt een automatische transmissie voor personenwagens mogelijk. Dit is dan ook het voornaamste toepassingsgebied van dit transmissieonderdeel.



Figuur 1: Stroompad van een hydraulische koppeling [3]



Figuur 2: Opbouw van een hydraulische koppelmvormer [3]

De hydraulische koppeling bestaat uit twee hoofdonderdelen: het pompwiel, die via het vliegwiel verbonden is met de uitgaande as van de motor, heeft een werking vergelijkbaar met een centrifugaalpomp en het turbinewiel, die via een inwendige as verbonden is met de tandwielkast, heeft de functie van een radiale turbine. Een doorsnede van deze component wordt gegeven in figuur 2. De centrale geleidingskern voor de rondgang van de stroming wordt de core of kern genoemd, het omhulsel heet men de shell. De motor kan gestart worden via een tandkrans op het vliegwiel. In sommige uitvoeringen wordt de stroming geleid via een volledige of een halve geleidingsring of core (figuur 2: een halve kern aan het pompgedeelte).

Het aantal bladdoorgangen of cellen van de bladen wordt meestal verschillend gekozen om de variaties in de koppeloverbrenging te minimaliseren. Indien men namelijk een gelijk aantal schoepen zou kiezen, zullen de bladen van de elementen over de gehele omtrek op hetzelfde moment elkaar passeren. De koppeloverbrenging bij een verschillend aantal bladen gebeurt dus veel gelijkmatiger.

Bij de eerste uitvoeringen werd er rond het middelpunt van de vortexstroming een holle geleidingsring geplaatst. Deze ring bestond uit twee delen waarvan 1 deel met het pompwiel en het andere deel met het turbinewiel verbonden was. Men redeneerde dat deze ring de stroming zou geleiden en dat men zo de circulatiestroming zou helpen ontwikkelen. Het nadeel van deze geleiding is dat er nu zelfs een niet te verwaarlozen circulatiestroming zal ontstaan bij stilstand van de wagen (kleine inlaatsnelheid) zodat er een groter koppel zal doorgegeven worden en men de remmen moet inhouden om niet vooruit te rijden. Ook wordt bij hoge snelheden door extra wrijvingsverliezen de slip verhoogt. Als compromis wordt de

geleiding in het turbinedeel weggelaten of in de nieuwste designs wordt de geleiding zelfs volledig weggelaten.

2.3. Karakteristiek

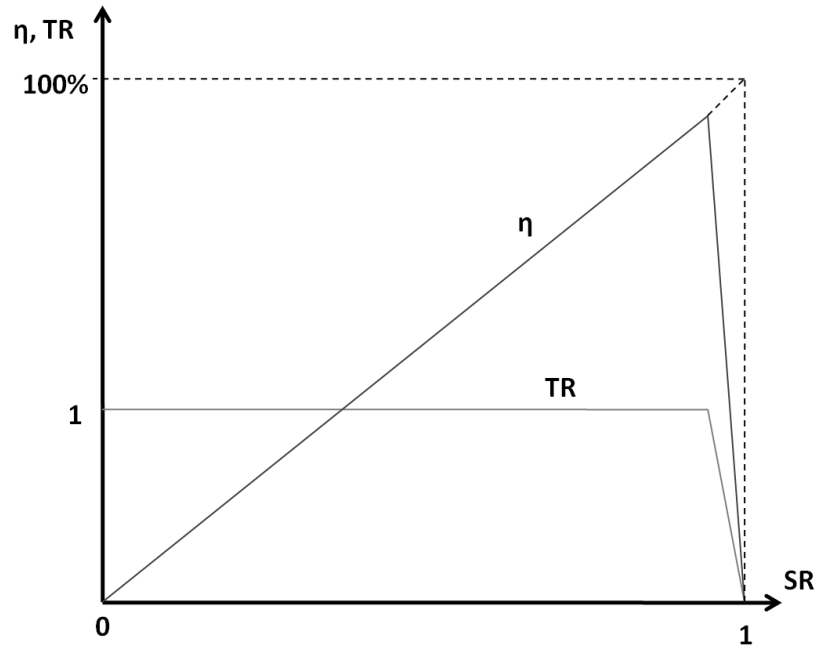
Doordat het pompwiel sneller draait dan het turbinewiel, is er een grotere radiale drukopbouw in het pompwiel. Dit resulteert in een gesloten kringstroming tussen pomp en turbine (figuur 1), waarvan het massadebiet groter wordt naarmate het rotatiesnelheidsverschil groter is. Op deze stroming wordt een tangentiële snelheidscomponent gesuperponeerd afkomstig van de rotaties van de elementen (pomp en turbine). De totale stroming heeft dus de vorm van een toroïde en wordt de torusstroming genoemd. Om de symmetrie te behouden worden de bladen van de elementen meestal radiaal uitgevoerd, zodat men de functies van de elementen kan omkeren alsook de rotatiezin. Door de hogere tangentiële uitlaatsnelheid van de pomp wordt er een impulsmoment overgedragen naar de turbine. Anderzijds zorgt het lage impulsmoment aan de uitgang van de turbine voor een extra tegenwerkend koppel op het pompwiel. Hierbij komt natuurlijk nog het effect van de Corioliskracht. Door het uitdrukken van het momentenevenwicht moet het ingaande koppel gelijk zijn aan het uitgaande koppel, m.a.w. de koppelverhouding of torque ratio TR van de turbine op de pomp moet gelijk zijn aan 1. Als conventie stelt men dat de koppels positief worden gerekend in de rotatiezin.

$$T_p + T_t = 0 \Rightarrow TR = -\frac{T_t}{T_p} = 1 \quad (1)$$

Let wel dat dit enkel geldt indien er een impulsmoment overgedragen wordt. Indien de rotatiesnelheden van de pomp en de turbine gelijk zijn, zal de drukopbouw in beide elementen ook dezelfde zijn, zodat er geen massadebiet ontstaat tussen de elementen. Bijgevolg zal voor een snelheidsverhouding of speed ratio van 1, d.i. de verhouding van de rotatiesnelheid van de turbine op deze van de pomp, de torque ratio dalen tot 0. Dit punt op de karakteristiek wordt het koppelingspunt of het coupling point genoemd. Let wel dat deze definitie enkel van toepassing is op de hydraulische koppeling en niet voor de koppelomvormer. Figuur 3 toont de typische karakteristiek van een hydraulische koppeling. Het rendement is het product van de torque ratio en de speed ratio en is vrij laag over een groot deel van bereik van de snelheidsverhouding. Bij deze lage snelheidsverhoudingen zal dus door de grote verliezen de temperatuur van het fluïdum sterk toenemen. Toch is dit niet nefast voor het globale rendement van de transmissie, aangezien een personenwagen in regime zich in het werkingspunt met maximaal rendement (ongeveer 98%) zal bevinden.

$$SR = \frac{\omega_t}{\omega_p} \quad (2)$$

$$\eta = SR \cdot TR \quad (3)$$



Figuur 3: Karakteristiek van de hydraulische koppeling

In de plaats van de speed ratio wordt er in de literatuur ook vaak met slip gewerkt, uitgedrukt in percent:

$$s = \left(\frac{N_p - N_t}{N_p} \right) \cdot 100 \quad (4)$$

2.4. De Koppelcapaciteit

De absorptiekarakteristiek van het pompwiel maar ook de uitgangskarakteristiek van de turbine wordt uitgedrukt door de koppelcapaciteitsvergelijking. Deze vergelijking toont dat het koppel recht evenredig is met het kwadraat van het toerental [5]:

$$T = C \cdot N^2 \cdot D^5 \quad (5)$$

Voor D wordt meestal de nominale diameter van de koppelomvormer gekozen, d.i. de uitwendige diameter. De constante C is in de eerste plaats afhankelijk van de SR, maar ook van de geometrie van het design, de dimensies van de grootheden in de formule, en de dichtheid en de viscositeit van het fluïdum. Deze waarde wordt bepaald uit experimenten, maar kan ook benaderd worden via een ééndimensionale analyse. Het belang van deze vergelijking is het vinden van het werkingpunt van de koppeling uit de motor en de belastingskarakteristiek. Dit toont dan ook het belang van de capaciteitsfactor K, afgeleid uit deze vergelijking:

$$K = \frac{N}{\sqrt{T}} = \frac{1}{\sqrt{C \cdot D^5}} \quad (6)$$

Voor een gegeven koppeling en fluïdum zal C dus enkel afhankelijk zijn van de SR. Aldus kan men de koppelcapaciteit van pomp of turbine uitzetten tegenover de speed ratio, wat een handige karakteristiek verschaft voor de integratie van dit onderdeel in de transmissie.

In de literatuur wordt ook een gereduceerde koppelcapaciteit gedefinieerd. Dit geeft een gelijkwaardige karakteristiek aangezien de nominale diameter van een gegeven koppeling constant is:

$$\bar{K} = \frac{N \cdot \sqrt{D^5}}{\sqrt{T}} = \frac{1}{\sqrt{C}} \quad (7)$$

De Dana Corporation gebruikt ook de volgende notatie. Dit is een gebruiksvriendelijke notatie omwille van het feit dat zij het koppel voorstelt bij een toerental van 2000 rpm.

$$MP2000 = T \cdot \left(\frac{2000}{N} \right)^2 \quad (8)$$

2.5.Eigenschappen

Er zijn twee grote nadelen inherent verbonden aan dit systeem van koppelen. Ten eerste zal het voertuig voortwaarts kruipen tenzij men remt en ten tweede zal er altijd slip optreden zodat de efficiëntie nooit 100% kan worden. Bij lage koppels is de slip slechts 2%, maar ze vergroot naarmate het koppel toeneemt. Voor grote vrachtwagens wordt dit probleem opgelost door een centrifugaalkoppeling. Bij hoge snelheden wordt door een dergelijke koppeling het pompwiel vast aan het turbinewiel verbonden, zodat de efficiëntie stijgt tot 100%. Uit (5) volgt dan dat de diameter kleiner kan gekozen worden, zodat ook het kruipen tegengewerkt wordt. Een combinatie van een hydraulische koppeling met een centrifugaalkoppeling wordt een hydraulische wrijvingskoppeling genoemd [3].

Bij een werkelijke uitvoering van de hydraulische koppeling zijn er lekken aanwezig. Bijgevolg moet men continu transmissievloeistof naar de component pompen en een lekdebit opvangen. Door een warmtewisselaar in deze kring op te nemen wordt het koelingsprobleem dus eenvoudig opgelost. Een tweede voordeel van deze kring is dat men via de pomp het drukniveau in de koppeling kan regelen, zodat men het ontstaan van dampbellen en dus cavitatie kan voorkomen.

Door de verhoogde druk in de koppelomvormer is er nu wel een grotere axiale kracht ontstaan die de pomp en de turbine uiteendrijft. Dit moet dus zeker in rekening worden gebracht bij de keuze van de lagers.

Hieronder wordt een opsomming gegeven van de voordelen, de nadelen en de functies:

Voordelen:

- Een zachte en soepele overgang tussen de verschillende snelheidsverhoudingen.
- Trillingsisolatie tussen de motor en de rest van de drijflijn door de viscositeit van het fluïdum. Hierdoor vergroot de levensduur van bijna elke component van de drijflijn en verminderen dus de herstellingskosten.
- Beveiliging voor overbelasting van de motor.
- De levensduur van de koppeling ligt hoger dan de rest van de drijflijn, wat bij een platenkoppeling niet het geval is.
- De hydraulische koppeling kan meer energie absorberen dan een platenkoppeling en kan gemakkelijker gekoeld worden.
- Eenvoudige constructie en werking.

Nadelen:

- Lager rendement dan de platenkoppeling.
- Bij losgelaten gaspedaal kan er toch een koppel naar de wielen overgebracht worden. Bij grote hydraulische koppelingen moet men dus remmen om het voertuig te laten stilstaan.
- Er is een grotere tijdsvertraging tussen het indrukken van het gaspedaal en een verandering van de uitgangsrotatiesnelheid dan bij de platenkoppeling.
- Bij een overrun conditie, d.i. een snelheidsverhouding groter dan 1, wordt automatisch de vermogenszin omgekeerd, hoewel dit weinig efficiënt is.

Functies [5]:

- Men kan de uitgaande as van de motor ontkoppelen om een andere reductieverhouding in de tandwielkast te kiezen. Om dit te realiseren wordt de koppelomvormer opeenvolgend leeggelaten en weer gevuld met een transmissiefluïdum.
- De koppelomvormer wordt ook gebruikt als startinrichting om bij een draaiende motor het voertuig vanuit stilstand te versnellen.
- Dit transmissieonderdeel maakt remmen op de motor mogelijk en werkt als vertrager wanneer men van een helling rijdt.
- De omvormer zorgt voor een controle en een begrenzing van de motorsnelheid.
- Men kan ook vermogen overbrengen bij een omgekeerde rotatiezin, wat achteruit rijden mogelijk maakt. Bij een niet symmetrische uitvoering is dit vermogen weliswaar beperkt.

Hoofstuk 3: Principe van de Hydraulische Koppelomvormer[3]

3.1. Inleiding

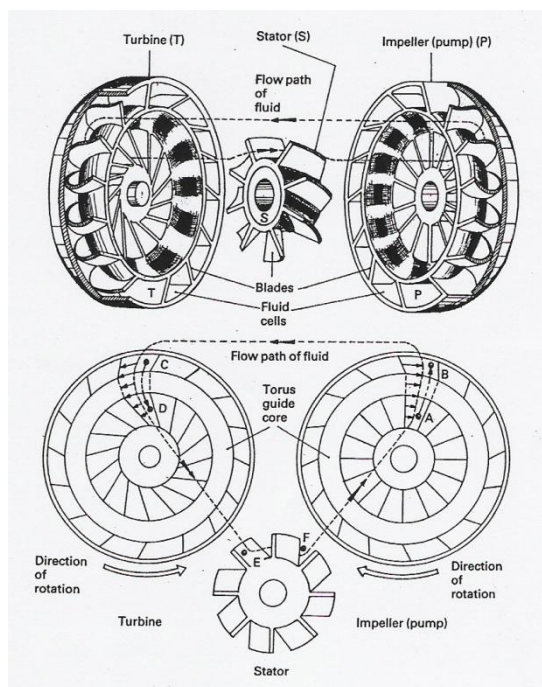
Vooraleer in te gaan op een grondige studie van de koppelomvormer, is het beter eerst even de principiële werking te bespreken. In dit hoofstuk zullen ook de opbouw en de eigenschappen van deze component behandeld worden.

3.2. Opbouw, Principiële Werking en Karakteristiek

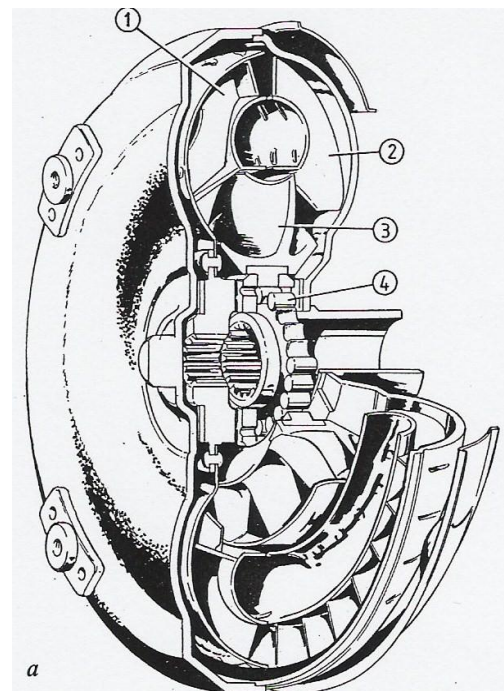
Naast het pompwiel en het turbinewiel van de hydraulische koppeling, bevat de koppelomvormer nog een derde element: een stator of reactor. Het pompwiel is nog altijd verbonden met de motor, en het turbinewiel fungeert nog steeds als uitgaande as. Het verschil is nu dat het momentenevenwicht er een derde term bij krijgt, zodat het moment op het pompwiel niet meer even groot als het moment op het turbinewiel moet zijn:

$$T_p + T_t + T_r = 0 \Rightarrow TR = -\frac{T_t}{T_p} = 1 + \frac{T_r}{T_p} \quad (9)$$

De koppels, die door de bladen uitgeoefend worden op de stroming, worden positief gerekend in de rotatierichting. Indien de stator een koppel op de stroming uitoefent in de richting van de rotatiesnelheid, zal er dus een koppilvergroting plaatsvinden. Op die manier worden er torque ratios bij stall, dit is de toestand van een geblokkeerd turbinewiel en dus bij een snelheidsverhouding nul, tot 3,5 verkregen.



Figuur 4: Stroompad van de hydraulische koppelomvormer



Figuur 5: Opbouw van een hydraulische koppelomvormer (1: pompwiel; 2: turbinewiel; 3: stator; 4: vrijlooppkoppeling)

Een intuïtieve verklaring voor de stroming in het designpunt is de volgende: Door een verschil in de rotatiesnelheden van het pompwiel en het turbinewiel wordt een torusstroming mogelijk, net zoals bij de koppeling. Doordat nu de buiging van turbineblad zodanig vergroot is, zal de absolute tangentiële uitlaatstroming van de turbine tegen de rotatiezin zijn. Dit veroorzaakt uiteraard een groter koppel de turbine. Om nu de stroming weer te aligneren met de inlaat van de pomp is er een statorwiel nodig. Deze buigt de stroming weer zodat de absolute tangentiële snelheid weer in de zin van de rotatie ligt, waardoor in het designpunt een stootvrije inlaat van de pomp mogelijk is. Deze buiging van de stroming in de stator vraagt echter een reactiekoppel op de stroming in de richting van de rotatie zodat aan het momentenevenwicht kan voldaan worden.

Om de andere werkingpunten te verklaren, moet men een onderscheid maken tussen twee soorten koppelomvormers. Men heeft enerzijds de Föttinger-koppelomvormer of de éénfase-ééntrapskoppelomvormer met een vaste stator en anderzijds de Trilok-koppelomvormer of de tweefasen-ééntrapskoppelomvormer met een stator gemonteerd op een vrijloopkoppeling. In de volgende hoofdstukken wordt enkel nog de Föttinger-koppelomvormer behandeld en de ontwerpmethodiek geldt dan ook enkel voor deze omvormer. Voor de volledigheid wordt in dit hoofdstuk toch een kleine bespreking van de Trilok-koppelomvormer gegeven. Het aantal trappen komt overeen met het aantal turbinewielen, terwijl het aantal fasen slaat op het aantal werkingstoestanden, die resulteren in een andere karakteristiekvorm. Bij een stator met vrijloop kan men namelijk twee toestanden onderscheiden, één met een geblokkeerde stator en één met de stator in vrijloop.

Voor een verdere intuïtieve redenering, neemt men aan dat het debiet voor alle werkingpunten constant is. Dit mag omdat de tangentiële snelheden sterker zullen variëren met de rotatiesnelheid van een element dan met het debiet. Voor de eenvoud wordt de hoeksnelheid van de pomp constant gehouden. Indien men nu de turbinesnelheid vermindert ten opzichte van het designpunt, d.i. het werkingpunt zonder stootverliezen, dan kan men begrijpen dat de turbine meer impulsmoment zal opnemen. Door de verminderde rotatiesnelheid zal namelijk de absolute tangentiële snelheid aan de uitlaat van de turbine, die nog altijd in de omgekeerde zin ligt, groter worden. Dit impliceert dat de stator meer koppel zal opnemen. Het gebied van de karakteristiek bij lagere snelheidsverhoudingen is voor de beide koppelomvormers gelijk. De extreme toestand van een volledig geblokkeerd turbinewiel wordt nog altijd de stall-conditie genoemd en zal voor de grootste koppelverhoging zorgen.

Indien men nu de rotatiesnelheid van de turbine vergroot t.o.v. het designpunt, zal de overdracht van impulsmoment op de turbine verminderen. Bij een verdere verhoging van de rotatiesnelheid zal de absolute tangentiële snelheid aan de uitlaat van de turbine zelfs in de rotatiezin liggen. Dit gebeurt voor een snelheidsverhouding niet veel hoger dan de design speed ratio. Bijgevolg zal een vaste stator een koppel in de andere zin op de stroming overbrengen. Uit het momentenevenwicht kan men besluiten dat voor de Föttingerkoppelomvormer de TR kleiner dan 1 wordt. Indien de stator echter op een

vrijlooppkoppeling gemonteerd is, zoals bij de Trilok-koppelomvormer, zal dit element in de omgekeerde richting geen reactiemoment kunnen opnemen. Dit impliceert dat de stator de stromingsrichting niet kan wijzigen, zodat voor snelheidsverhoudingen voorbij dit punt de koppelomvormer werkt zoals een gewone hydraulische koppeling. Dit wil zeggen dat vanaf dit punt, het koppelingspunt of coupling point genaamd, de torque ratio constant blijft op 1.

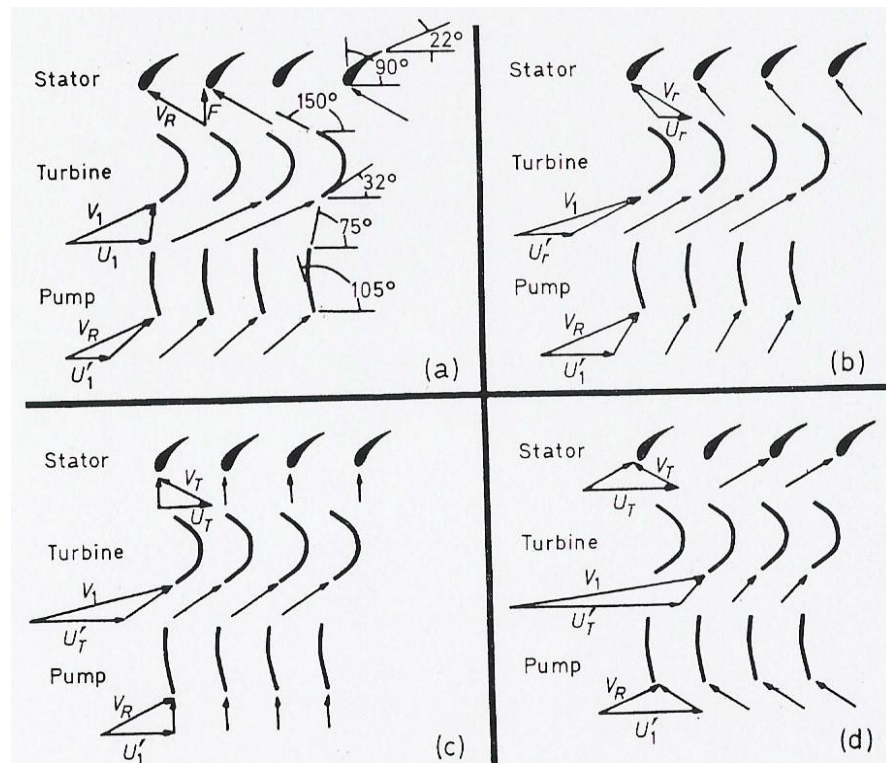
De Trilok-koppeling wordt voornamelijk toegepast in automatische transmissies van personenwagens. Door de stator op een vrijlooppkoppeling te monteren kan men namelijk het rendement verhogen in het meest gebruikte werkingsgebied, d.i. bij hoge SR. Nadelen van deze uitvoering zijn echter dat bij een grote koppeltoename, bijvoorbeeld bij stall, er soms TR's voorkomen van 3. Dit betekent dat de stator en dus de vrijlooppkoppeling een reactiekoppel van 2 maal het motorkoppel moet opnemen. Deze zware belasting samen met het periodiek karakter van het koppel, wat eigen is aan turbomachines, zorgt voor een sterk verlaagde levensduur van de vrijlooppkoppeling bij zware toepassingen. Voor off-road toepassingen, zoals tractors, walsers, dorsmachines, heftrucks en grondverzetmachines, wordt bijgevolg een vaste stator gebruikt. Deze machines werken overigens vooral bij lagere SR's, zodat een vrijlooppkoppeling weinig nuttig zou zijn. Vrachtwagens daarentegen hebben zowel een goed rendement bij hoge snelheidsverhoudingen als een groot stall-koppel nodig. Door te opteren voor een uitvoering met twee stators, wordt het aantal fasen verhoogd tot 3 en kan men beide voordelen combineren. Voor racetoepassingen gebruikt men reactorbladen met variabele instelhoeken om een variabele koppelversterking voor elke snelheidsverhouding te bekomen [6] [4].

Verder is het niet onbelangrijk te vermelden dat de schoepen van het pomp- en turbinewiel kanalen vormen, wat eigen is aan radiale machines. De stator daarentegen wordt meestal uitgevoerd als vleugelprofiel of hydrofoil profiel en heeft dus een duidelijke dikteverdeling in vergelijking met de andere elementen. De reden hiervoor is dat dit element een grote variatie van de aanstromingshoek kent voor de verschillende werkingspunten, en dat het dus belangrijk is dat de verliezen niet te veel toenemen door een eventuele afscheiding. Men opteert dus voor profielen met een uitgestelde afscheiding bij grote aanvalshoeken.

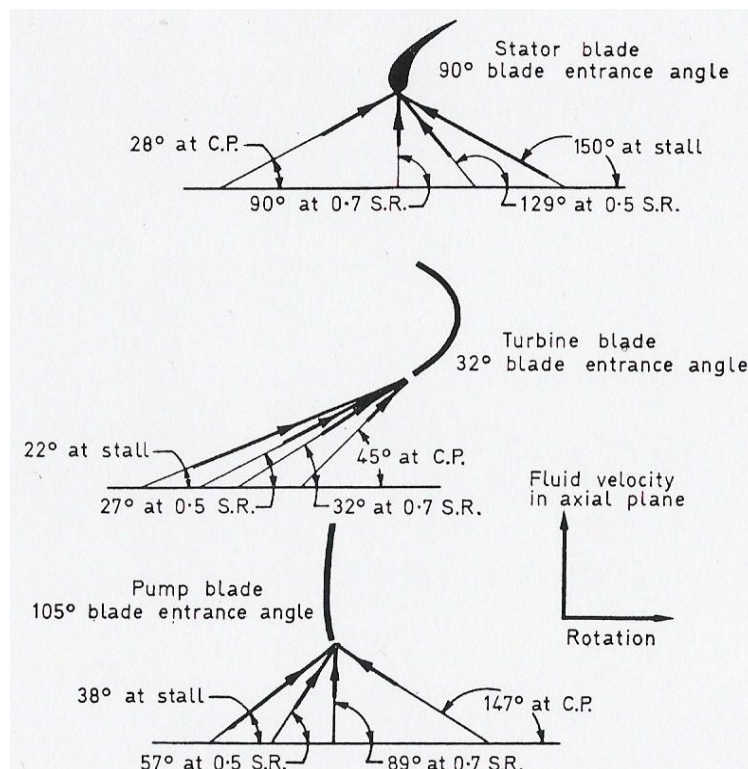
3.3.Karakteristiek

De intuïtieve verklaring uit de vorige paragraaf verschaft al enig inzicht in de te verwachten karakteristiek. Vooraleer nu de echte karakteristiek op te stellen, bekijken we even de snelheidsdriehoeken voor verschillende werkingspunten.

Het designpunt van de koppelomvormer uit figuur 6 ligt bij een speed ratio van 0,7. Men ziet dat er in dit punt geen stootverliezen optreden. Let goed op het verschil in loopsnelheden aan de in- en uitlaat van de pomp en de turbine. Door dit verschil zal, hoewel de in- en uitlaat van de pomp bijna radiaal zijn, de absolute tangentiële component van de snelheid sterk toenemen over de pomp. Aangezien de turbine trager draait, zal de relatieve inlaatsnelheid van de turbine toch een grote tangentiële component hebben. Deze component wordt bijna volledig



Figuur 7: Snelheidsdriehoeken voor verschillende snelheidsverhoudingen.
(a: stall; b: SR=0.5; c: SR=0.7; d: coupling point) [1]



Figuur 6: De relatieve inlaatsnelheden voor verschillende werkingpunten. [1]

gespiegeld over de turbine door de grote omzwenking van dit element, zodat het turbinekoppel groter is dan het pompkoppel. De kleine loopsnelheid aan de uitlaat van de turbine maakt een radiale inlaat van de stator mogelijk. Men kan zien dat de uitlaat van de stator overeenkomt met de inlaat van de pomp, wat een voorwaarde is voor een stationaire torusstroming.

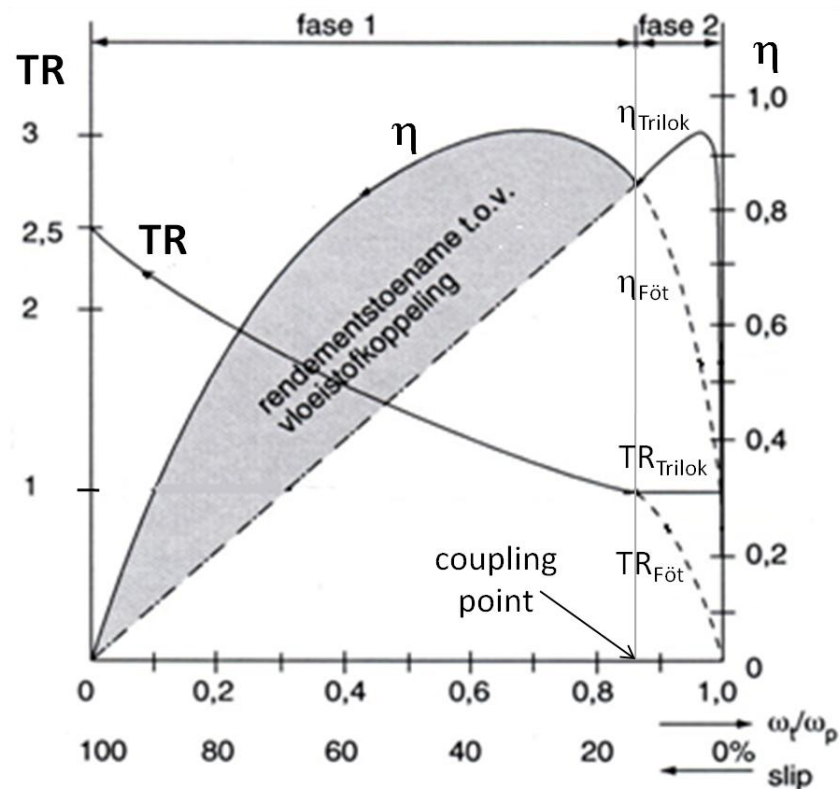
Indien men dezelfde redenering maakt voor de andere werkingpunten, kan men de andere diagrammen van figuur 6 verklaren. Let op de toename van het turbinekoppel bij lagere snelheidsverhoudingen en de omkering van de zin van de tangentiële snelheidscomponent aan de inlaat van de stator vanaf het coupling point.

Figuur 7 toont de werkelijke inlaatsnelheden bij verschillende werkingpunten van de koppelomvormer, rekening houdend met de debietsverandering. Doordat het debiet stijgt bij dalende snelheidsverhoudingen, veroorzaakt door het groter verschil in drukopbouw in de turbine en de pomp, kan men begrijpen dat ook de inlaathoek van de pomp varieert. De uitlaathoek van de stator ligt namelijk vast, zodat bij grotere debieten de tangentiële component van de uitlaatsnelheid toeneemt. Bij een ongeveer constante loopsnelheid aan de inlaat van de pomp (in werkelijkheid kiest men meestal het pompkoppel constant zodat deze snelheid per werkingpunt kan variëren) geeft dit dus verschillende relatieve inlaatsnelheden.

Men begrijpt de complexiteit bij het opstellen van deze snelheidsdriehoeken. Enerzijds kent men het debiet niet, dit volgt namelijk uit de verliezen, waaronder stoot- en wrijvingsverliezen. Anderzijds worden experimenten meestal uitgevoerd bij een constant koppel aan het pompwiel, zodat ook de loopsnelheden niet rechtstreeks gekend zijn.

De belangrijkste karakteristieken zijn afgebeeld in figuur 8. In het eerste gedeelte van de grafiek, wat overeenkomt met de eerste fase van de Trilok-koppelomvormer, zijn de karakteristieken van beide koppelomvormers gelijk. In de tweede gedeelte of de tweede fase van de Trilok-koppelomvormer, stelt de volle lijn de Trilok-koppelomvormer en de streepjeslijn de Föttinger-koppelomvormer voor. Merk de rendementswinst ten opzichte van de gewone hydraulische koppeling op, veroorzaakt door de koppilverhoging totaan het koppelingspunt.

Naast het stall-punt en het coupling point, definieert men ook nog het race-punt of het run-away-punt [6]. Voor een snelheidsverhouding van 1, wordt de koppilverhouding 0. Dit komt door het feit dat er geen debiet meer stroomt door de koppelomvormer en bijgevolg kan er dus geen koppel meer overgedragen worden. Indien men vanuit dit werkingpunt het gaspedaal zou indrukken zou de hoeksnelheid van het pompwiel snel toenemen door de afwezigheid van een weerstandkoppel, wat de benaming verklaart.



Figuur 8: Karakteristieken van de hydraulische koppelomvormers [7]

3.4.Koppelcapaciteit

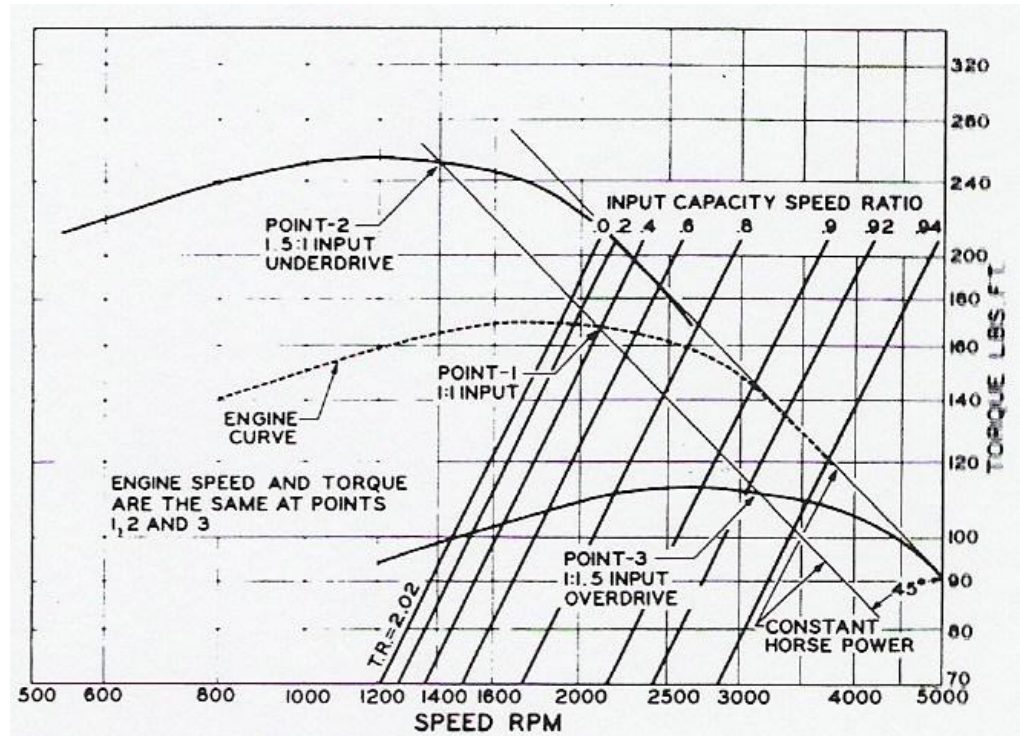
Net zoals bij de hydraulische koppeling, kan men ook voor de koppelomvormer een koppelcapaciteit definiëren. De koppelcapaciteitsvergelijking (5) en de definitie (6) zijn dus ook voor de koppelomvormer geldig. Men kan de koppelcapaciteitsvergelijking op twee manieren voorstellen.

De eerste methode is de koppelcapaciteit uitzetten tegenover de snelheidsverhouding. Deze karakteristiek wordt meestal experimenteel opgemeten voor een constant koppel aan de pomp. Door een dergelijke voorstelling in een grafiek maakt men de resultaten van het experiment onafhankelijk van het gekozen ingangskoppel.

Een ander veelgebruikte methode in de autoindustrie is de log-log-plot [5]. Door het logaritme te nemen van de koppelcapaciteitsvergelijking, ziet men dat de absorptiekarakteristieken of de uitgangskarakteristieken in een diagram met logaritmische schaal rechten voorstellen, met eenzelfde richtingscoëfficiënt maar met een verschillend snijpunt met de x-as al naargelang de SR.

$$(5) \Rightarrow \log T = \log C + 2 \cdot \log N + 5 \cdot \log D \Rightarrow \log T = c^{te} + 2 \cdot \log N \quad (10)$$

In figuur 9 vindt men deze verschillende absorptiekenmerken samen met een motorkarakteristiek afgebeeld. Ook de invloed van een verschillende snelheidsreductie in de tandwielkast is voorgesteld, wat betekent dat de tandwielkast tussen de omvormer en de motor is gemonteerd.



Figuur 9: Absorptiekenmerken van de koppelomvormer samen met de motorkarakteristiek voor verschillende snelheidsverhoudingen. [5]

3.5.Eigenschappen

Alle eigenschappen van de hydraulische koppeling zijn eigenlijk ook van toepassing voor de hydraulische koppelomvormer. Het grote verschil is nu uiteraard een koppeltoename voor lage snelheidsverhoudingen, wat voor eenzelfde toepassing een lichtere motor mogelijk maakt. Het interessante aan de koppeltoename bij stall, is enerzijds een verhoogd startkoppel en anderzijds een verhoogd koppel wanneer het nodig is: wanneer een W-loader bijvoorbeeld zand schept, wordt de arm plots geblokkeerd en is er dus extra koppel nodig.

Bij een vaste stator is er een rendementverhoging bij lage SR's t.o.v. de koppeling, maar een grote rendementsafname bij hoge SR's. Voor een stator op een vrijlooppkoppeling daarentegen zal het rendement bij hoge snelheidsverhoudingen gelijk zijn aan het rendement van een gewone koppeling, zodat het globale rendement van de omvormer stijgt.

Hoofstuk 4: Eéndimensionale Analyse [3]

4.1. Inleiding

In dit hoofdstuk wordt een ééndimensionale analyse uitgevoerd van de Föttinger koppelvormer. Via deze analyse is het mogelijk een eerste ontwerp van deze component te ontwikkelen. De onnauwkeurigheid schuilt in het feit dat de werkelijke driedimensionale structuur van de schoepen buiten beschouwing wordt gelaten en dat men geen rekening houdt met de niet te verwaarlozen secundaire stromingen in de component.

In het volgende wordt aangenomen dat de gemiddelde stroming stationair is. De tangentiële periodiciteit, eigen aan turbomachines, wordt uitgemiddeld zodat men de hoofdwetten kan vereenvoudigen voor stationaire stromingen. Een verdere vereenvoudiging is de aanname dat de transmissievloeistof, hier olie, incompressibel is, wat gebruikelijk is bij een analyse van hydraulische pompen en turbines.

4.2. Hoofdwetten voor Turbomachines [8]

De hoofdwetten uit de stromingsmechanica geven de verbanden nodig voor ééndimensionale berekeningen. Zoals gezegd wordt de stroming stationair en het fluïdum incompressibel beschouwd. In het volgende wordt de massawet, de impulswet van Newton, de arbeidsvergelijking en de energievergelijking besproken onder deze vereenvoudigingen.

De Massawet

$$A_1 \cdot F_1 = A_2 \cdot F_2 \quad (11)$$

De dichtheid is niet vermeld omdat deze constant is. De indices 1 en 2 duiden respectievelijk de inlaat en de uitlaat van een bepaald element aan. De elementen pompwiel, turbinewiel en stator zullen in het vervolg respectievelijk aangeduid worden met de indices p, t en r. F staat voor de massagemiddelde doorstroomsnelheid, d.i. de snelheid van de stroming loodrecht op het in- of uitlaatoppervlak A_1 of A_2 .

De Impulswet van Newton

De tweede wet van Newton schrijft voor dat de toename van het impulsmoment per tijdseenheid in de stroming gelijk is aan het moment van de krachten uitgeoefend op het controlevolume.

$$\dot{m} \cdot (r_2 \cdot v_{2u} - r_1 \cdot v_{1u}) = T \quad (12)$$

Hierbij wordt het koppel positief gerekend in de rotatiezin en is v_u de tangentiële component van de absolute snelheid. Indien men linker- en rechterlid vermenigvuldigt met de hoeksnelheid krijgt men de vergelijking van Euler.

De Arbeidsvergelijking

In het absolute stelsel ziet de arbeidsvergelijking er als volgt uit:

$$dW = d \frac{1}{2} v^2 + \frac{1}{\rho} dp + dq_{irr} \quad (13)$$

De toegevoegde arbeid is op de verliezen na gelijk aan de toename in kinetische energie en drukenergie. De term drukenergie is hier toegelaten aangezien door de incompressibiliteit van de fluïdum de term een totale differentiaal wordt. Merk op dat de potentiële energie afkomstig van de zwaartekracht verwaarloosd is.

In het relatieve stelsel wordt er enkel arbeid geleverd door de centrifugaalkracht, zoals men kan zien in het linkerlid van de relatieve arbeidsvergelijking:

$$d \frac{1}{2} u^2 = d \frac{1}{2} w^2 + \frac{1}{\rho} dp + dq_{irr} \quad (14)$$

De arbeidsvergelijking toegepast langs een stroomlijn wordt ook de Bernoulli-vergelijking genoemd.

Door het verschil te nemen van de absolute en de relatieve arbeidsvergelijkingen en deze te integreren over een bepaald element, vindt men de vergelijking van Euler:

$$\Delta W = \Delta \frac{1}{2} u^2 + \Delta \frac{1}{2} v^2 - \Delta \frac{1}{2} w^2 = \Delta(u \cdot v_u) \quad (15)$$

De Energievergelijking

Er wordt aangenomen dat de wanden van de koppelmvormer adiabaat zijn, zodat men enkel de toegevoegde arbeid en niet het warmtetransport in de energievergelijking invult.

In het absolute stelsel geeft dit:

$$dW = dh + d \frac{1}{2} v^2 \quad (16)$$

Ook hier wordt de potentiële energie van het zwaartekrachtveld verwaarloosd. Voor de volledigheid wordt ook de definitie van enthalpie gegeven. Deze is de som van de inwendige energie en de drukenergie:

$$dh = de + \frac{1}{\rho} dp \quad (17)$$

Door het verschil te nemen van de energie- en de arbeidsvergelijking in het absolute stelsel, vindt men, samen met de tweede hoofdwet uit de thermodynamica, het volgende:

$$T \cdot ds = dh - \frac{1}{\rho} dp = de = dq_{irr} \quad (18)$$

Men kan dus concluderen dat voor een adiabate stroming en een incompressibel fluïdum, de som van de verliezen gelijk is aan de toename van inwendige energie. Uit volgende formule vindt men dat dit leidt tot een toename van de temperatuur.

$$de = c \cdot dT \quad (19)$$

Hierbij is c de specifieke warmte.

In het relatief stelsel wordt de energievergelijking:

$$d \frac{1}{2} u^2 = dh + d \frac{1}{2} w^2 \quad (20)$$

Definities

In deze paragraaf worden nog enkele begrippen gegeven die vaak gebruikt worden in de stromingsmechanica en die belangrijk zijn voor een verdere analyse:

De totale enthalpie in het absolute stelsel:

$$h_0 = h + \frac{1}{2} v^2 \quad (21)$$

De totale enthalpie in het relatieve stelsel:

$$h_{0r} = h + \frac{1}{2} w^2 \quad (22)$$

De totale druk in het absolute stelsel:

$$p_0 = p + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (23)$$

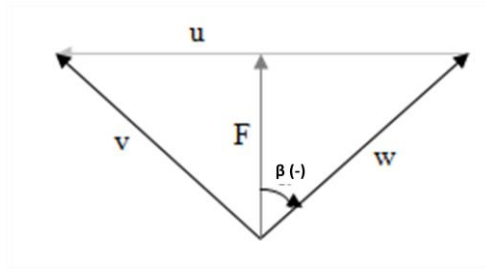
De totale druk in het relatieve stelsel:

$$p_{0r} = p + \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (24)$$

4.3. De Verbanden in de Hydraulische Koppelomvormer

Voor de analyse van de hydraulische koppelomvormer voert men een cilindrisch coördinatenstelsel in. De x-as is de rotatieas, zodat de positieve x-richting de axiale richting wordt genoemd. De radiale richting is elke vector loodrecht op de x-as, die weg van deze as is gericht en de tangentiële richting is de rotatierichting rond de positieve x-as.

De meeste koppelomvormers hebben een contante doorstroomsectie over alle elementen. Dit houdt in dat de doorstroomsnelheid F constant is voor een bepaald werkingpunt of debiet. De in- en uitlaathoeken van elk element zijn als volgt gedefinieerd: De hoek β is de hoek tussen de normale op de doorstroomsectie in de richting van de stroming en de raaklijn aan de vlucht- of aanvalsboord van de schoep. Deze hoek wordt positief gerekend in de rotatierichting en het bereik ligt tussen -90° en $+90^\circ$. Aangezien bij een ontwerp deze hoeken gezocht worden, is het belangrijk voorgaande hoofdwetten om te vormen tot functies van deze hoeken. Een belangrijke snelheid die in vele verbanden opduikt is v_u , welke als volgt genoteerd kan worden:



$$v_u = u + F \cdot \tan(\beta) = R \cdot \omega + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta) \quad (25)$$

Koppels

De koppels op alle elementen kunnen nu uit de in- en uitlaathoeken van de schoepen berekend worden, indien het debiet Q en de stralen R van de in- en uitlaatsecties gekend zijn. Dit volgt namelijk uit de impuls wet (12).

$$T_p = \rho \cdot Q \cdot \left\{ R_{p2} \cdot \left(R_{p2} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) - R_{r2} \cdot \left(\frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{r2}) \right) \right\} \quad (26)$$

$$T_t = \rho \cdot Q \cdot \left\{ R_{t2} \cdot \left(R_{t2} \cdot SR \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{t2}) \right) - R_{p2} \cdot \left(R_{p2} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) \right\} \quad (27)$$

$$T_r = \rho \cdot Q \cdot \left\{ R_{r2} \cdot \left(\frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{r2}) \right) - R_{t2} \cdot \left(R_{t2} \cdot SR \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{t2}) \right) \right\} \quad (28)$$

Voor het impulsmoment aan de inlaat van een bepaald element moet men het impulsmoment aan de uitlaat van het voorgaande element nemen. Indien men namelijk het impulsmoment

aan de inlaat volgens (25) zou berekenen, houdt men geen rekening met eventuele stoten aan de inlaat die ook bijdragen tot het koppel.

Voor de berekening van de torque ratio van een werkpunt gebruikt men (9). Merk op dat de som van bovenstaande koppelvergelijkingen nul geeft, zodat het momentenevenwicht automatisch voldaan is. Dus bij gebruik van deze notaties, geeft het momentenevenwicht geen extra verband meer.

Arbeidsvergelijking

Voor de drukken uit de snelheden te berekenen kan men gebruik maken van de vergelijking van Bernoulli in het absolute (13) of het relatieve stelsel (14).

De arbeidsvergelijking over de gehele koppelmvormer ziet er als volgt uit:

$$\Delta W_p + \Delta W_t = \Delta Q_{irr,wr,p} + \Delta Q_{irr,wr,t} + \Delta Q_{irr,wr,r} + \Delta Q_{irr,st,p} + \Delta Q_{irr,st,t} + \Delta Q_{irr,st,r} \quad (29)$$

De toegevoegde arbeid door de pomp aan de koppelmvormer wordt positief gerekend, de geabsorbeerde arbeid door de turbine is negatief. De netto toegevoegde arbeid is gelijk aan de verliezen in alle elementen. Deze bestaan uit wrijvingsverliezen en stootverliezen.

Men kan de toegevoegde arbeid berekenen uit de vergelijking van Euler (15), die men via (25) in deze gedaante kan noteren:

$$\Delta W_p = \left\{ \omega_p \cdot R_{p2} \cdot \left(R_{p2} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) - \omega_p \cdot R_{p1} \cdot \left(\frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{r2}) \right) \right\} \quad (30)$$

$$\Delta W_t = \left\{ \omega_p \cdot SR \cdot R_{t2} \cdot \left(R_{t2} \cdot SR \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{t2}) \right) - \omega_p \cdot SR \cdot R_{t1} \cdot \left(R_{p2} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) \right\} \quad (31)$$

Dit komt eigenlijk neer op het product van het koppel en de hoekrotatie, gedeeld door het massadebiet. Let wel dat indien men deze koppels opmeet aan de assen, men eigenlijk de mechanische verliezen, afkomstig van de wrijving tussen de vaste onderdelen, verwaarloost.

$$\Delta W_p = \frac{\omega_p \cdot T_p}{\rho \cdot Q} \quad (32)$$

$$\Delta W_t = \frac{SR \cdot \omega_p \cdot T_t}{\rho \cdot Q} \quad (33)$$

Voor het rendement deelt men vergelijking (33) door vergelijking (32), wat gelijk is aan (3).

Voor het uitdrukken van de wrijvingsverliezen gebruikt men een verliescoëfficiënt betrokken op de kinetische energie aan de uitlaat van een element. De grootte van deze factor moet men

bepalen uit experimenten of simulaties. Merk op dat er geen aparte term voor de secundaire verliezen is gebruikt, zodat de secundaire verliezen opgenomen worden in de wrijvingscoëfficiënt. Aangezien de secundaire stromingen sterk variëren per werkingpunt zal ook deze coëfficiënt sterk verschillen per werkingpunt. De waarde van f , indien zij enkel de wrijvingsverliezen zou dekken, ligt tussen 0,1 en 0,3.

$$\Delta Q_{irr,wr} = f \cdot \frac{1}{2} w_2^2 \quad (34)$$

Indien het debiet en de in- en uitlaathoeken gekend zijn, kunnen onderstaande formules gebruikt worden om de wrijvingsverliezen en dus ook de secundaire verliezen te begroten. Men tracht weer een gedaante te krijgen in functie van de tangens van een uitlaathoek, zodat het stelsel geen goniometrische vergelijkingen hoeft te bevatten, waardoor de complexiteit sterk zou toenemen.

$$\Delta Q_{irr,wr,p} = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \left(\frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{p2})} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \left(\frac{Q}{A} \right)^2 \cdot (1 + \tan^2(\beta_{p2})) \quad (35)$$

$$\Delta Q_{irr,wr,t} = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \left(\frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{t2})} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \left(\frac{Q}{A} \right)^2 \cdot (1 + \tan^2(\beta_{t2})) \quad (36)$$

$$\Delta Q_{irr,wr,r} = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \left(\frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{r2})} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \left(\frac{Q}{A} \right)^2 \cdot (1 + \tan^2(\beta_{r2})) \quad (37)$$

De wrijvingsverliezen nemen kwadratisch toe met het debiet. Het stootverlies daarentegen is evenredig met de kinetische energie die gepaard gaat met de stootsnelheid, d.i. het verschil tussen de werkelijk snelheidsvector aan de inlaat en de snelheidsvector rakend aan de aanvalsboord van de schoep. Deze laatste vector komt dus overeen met de snelheidsvector aan de inlaat indien er geen stoot zou optreden. De evenredigheidsfactor ϕ moet eveneens volgen uit experimenten of simulaties en heeft meestal een waarde tussen 0,7 en 1. Aangezien bij een koppelomvormer de doorstroomsnelheid meestal constant is, zal de stootsnelheid tangentiëel liggen en dus het verschil zijn van de tangentiële snelheden van bovenstaande snelheidsvectoren. De inlaatsnelheid berekend volgens (25) geeft de stootvrije inlaatsnelheid.

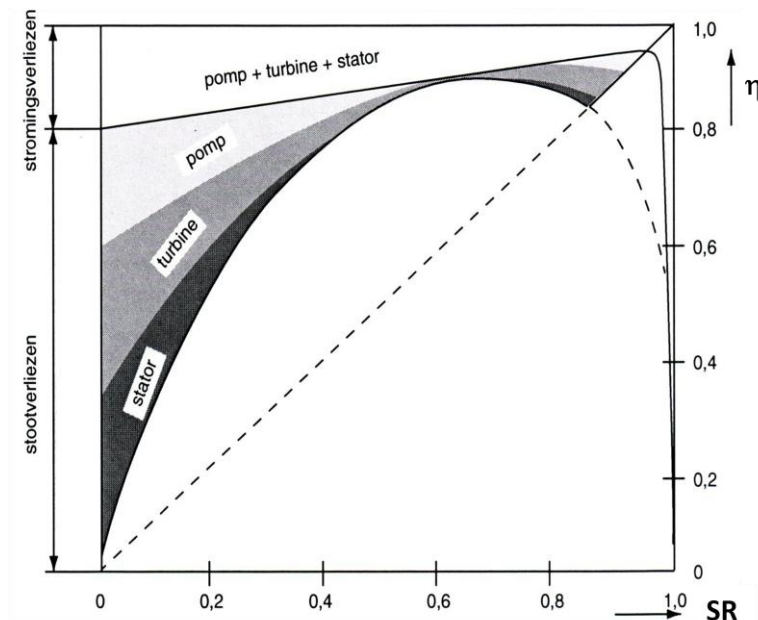
$$\Delta Q_{irr,st} = \phi \cdot \frac{1}{2} \cdot (v_{st})^2 \quad (38)$$

$$\Delta Q_{irr,st,p} = \frac{1}{2} \cdot \phi \cdot \left\{ \left(\frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{r2}) \right) - \left(R_{p1} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p1}) \right) \right\}^2 \quad (39)$$

$$\Delta Q_{irr,st,t} = \frac{1}{2} \cdot \phi \cdot \left\{ \left(R_{p2} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) - \left(R_{t1} \cdot SR \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{t1}) \right) \right\}^2 \quad (40)$$

$$\Delta Q_{irr,st,r} = \frac{1}{2} \cdot \phi \cdot \left\{ \left(R_{t2} \cdot SR \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{t2}) \right) - \left(\frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{r1}) \right) \right\}^2 \quad (41)$$

Het is duidelijk dat de stootverliezen kwadratisch toenemen met het verschil tussen het huidige debiet en het debiet bij design.



Figuur 10: De verliezen in een hydraulische koppelvormer. [8]

Figuur 10 toont tenslotte welke verliezen verantwoordelijk zijn voor de vorm van de rendementskarakteristiek. De stromingsverliezen bevatten zowel de wrijvingsverliezen als de secundaire verliezen. De wrijvingsverliezen verhogen kwadratisch met het debiet, terwijl de toegevoegde arbeid recht evenredig is met het debiet. Aangezien het debiet nu toeneemt met dalende snelheidsverhouding zal dus het aandeel van de de wrijvingsverliezen in de rendementsvermindering toenemen met een dalende snelheidsverhouding. De stootverliezen daarentegen zullen toenemen wanneer men afwijkt van het designpunt (hier bij $SR=0,6$). De Föttingerkoppelvormer wordt weer voorgesteld door de stippellijn en de volle lijn geeft het rendement van de Trilok-koppelvormer weer.

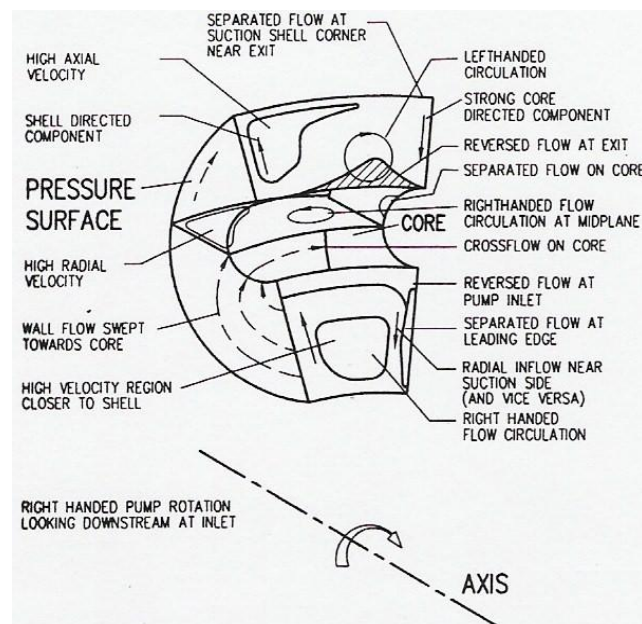
De Koppelcapaciteit

De koppelcapaciteit kan berekend worden uit het koppel en de hoeksnelheid. De substitutie van (26) of (27) in (6) geeft dus een voor de koppelvormer bruikbare notatie van de koppelcapaciteit.

4.4.De Secundaire Stromingen

De onnauwkeurigheid van het ééndimensionaal ontwerp wordt o.a. veroorzaakt door de vele secundaire stromingen eigen aan een hydraulische koppelomvormer. In deze paragraaf zullen de voornaamste secundaire stromingen per element aan bod komen. Het volgende is gebaseerd op het werk van T.W. von Backström en B. Lakshminarayana [10], die een experimentele studie van de koppelomvormer maakten m.b.v. laser- en hete-draad-snelheidsmetingen, en vijf-gats-pitotbuizen. Algemeen kan men hieruit besluiten dat de doorstroomsnelheid in de turbine en de pomp vooral gelegen is langs de drukzijde-shell-kant van de kanalen, terwijl er zich aan de zuigzijde-core-kant een hevig wervelende stroming voordoet. In sommige werkingpunten gaat dit gepaard met afscheiding en terugstroming. Het ontstaan van een jet-stroming aan de shell-drukszijde is een samenspel van twee effecten. Enerzijds is er de centrifugaalkracht die ontstaat door de kromming van de kanalen die de stroming naar de shell drukt. Lagere snelheidsverhoudingen veroorzaken grotere debieten en bijgevolg zal de stroming voor deze werkingpunten meer naar de shellzijde gedwongen worden. Een tweede effect is de Corioliskracht afkomstig van de rotatie van het element. Deze kracht verplaatst de jet-stroming naar de drukzijde. Bij de turbine zal dus de stroming maar naar de shell of naar de drukzijde neigen al naargelang de grootte van de rotatiesnelheid. De torusvorm van de stroming en de rotaties van de schoepenringen veroorzaken niet te ontwijken secundaire wervels en door het grote werkingds domein van de machine zal in sommige werkingpunten terugstroming niet te verhinderen zijn. Doordat de zone tussen de verschillende elementen meestal vrij klein is, zal er onvoldoende menging kunnen optreden, wat resulteert in een sterk niet-stationair karakter van de stroming. De voornaamste resultaten van dit onderzoek worden hieronder per element even uiteengezet:

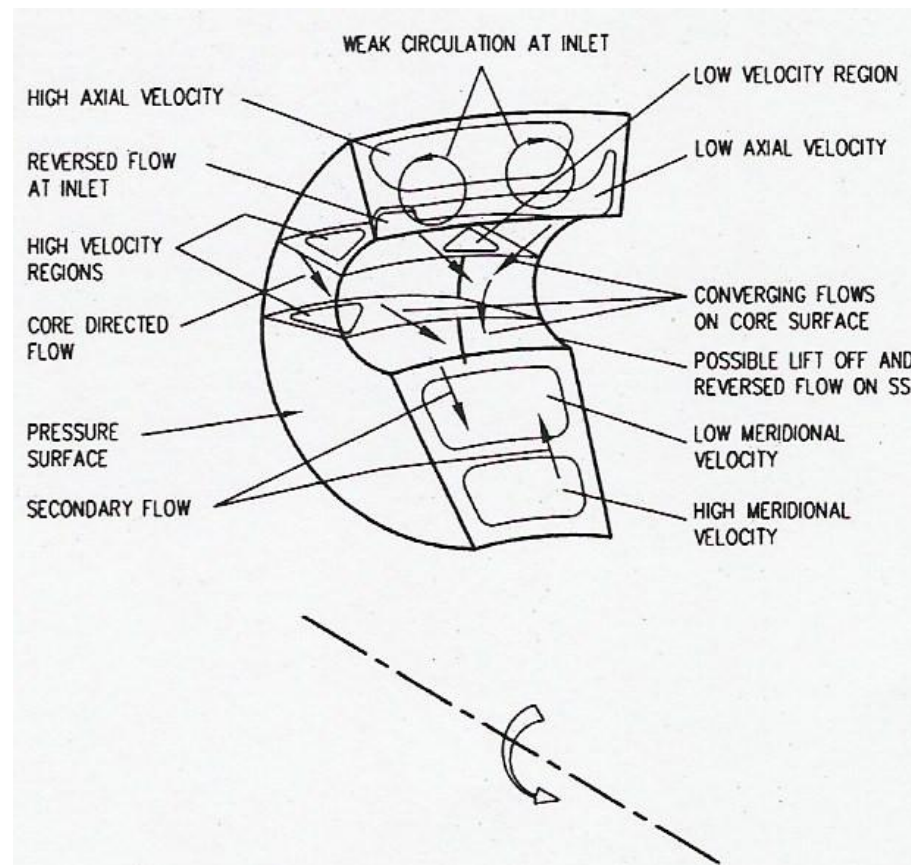
Het Pompwiel



Figuur 11: Secundaire stroming in het pompwiel [10].

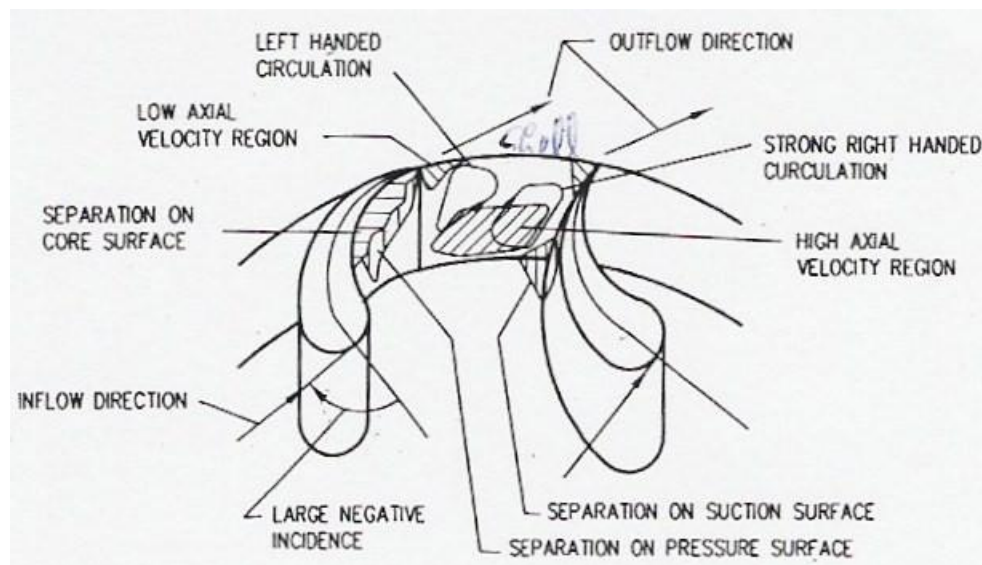
De inlaat van de pomp wordt gekenmerkt door een grote doorstroomsnelheid aan de shell die vermindert naar de core toe. Er kan een circulatiestroming door diffusie optreden aan de core indien de voorgelegen stator een kleinere doorstroomoppervlakte heeft. Secundaire stromingen zullen deze afscheidingsregio verplaatsen naar de zuigzijde in het midden van de pomplengte en naar de core-zuigzijde aan de uitlaat. De grootste doorstroomsnelheden vindt men dus aan de shell-drukszijde, wat veroorzaakt wordt door de Coriolis- en de centrifugaalkracht. Aan de inlaat heeft men een wervelstroming in de zin van de rotatie die volledig omkeert naar de uitlaat van de pomp toe.

Het Turbinewiel



Figuur 12: Secundaire stroming in het turbinewiel [10].

Het zog van de schoepen van het pompwiel zorgt voor een periodieke zog-stroming aan de inlaat van de turbine. Het is duidelijk dat de grote doorstroomsnelheden nog altijd aan de shell-zijde van de kanalen zal liggen, zoals aan de uitlaat van de pomp. Indien er aan de pomputlaat zich een sterke afgescheiden stroming aan de core-zijde had ingesteld zal deze ook doorgegeven worden aan de turbine. In de radiale zone van dit element zal deze jet-stroming zich door de Corioliskracht afkomstig van de rotatie verplaatsen naar de druk-zijde, de kromming van het kanaal drukt de jetstroming daarentegen tegen de shell. Door de sterke kromming aan de core-zijde kan daar een afscheidingszone ontstaan.

De Stator

Figuur 13: Secundaire stroming in de stator [10].

De stator is het element dat de grootste variatie van de aanvalshoek ondervindt bij verschillende werkingpunten. Bij hoge snelheidsverhoudingen zal een afscheidingszone ontstaan aan de drukzijde, vertrekkend van de core. Bij lage snelheidsverhoudingen zal deze zone vrijwel volledig verdwijnen.

Hoofdstuk 5: Eéndimensionaal Ontwerp

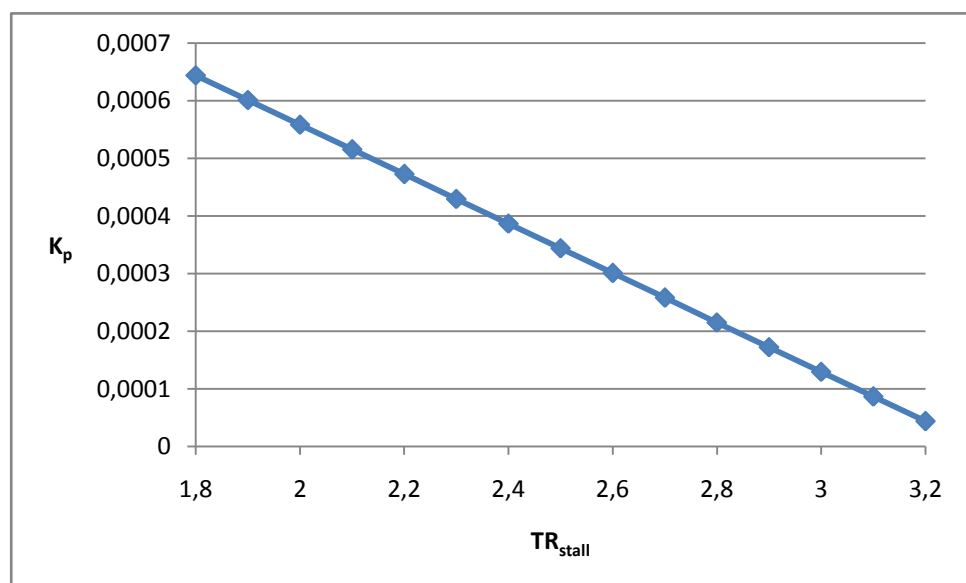
5.1. Inleiding

De formules en verbanden uit hoofdstuk 4 zullen nu toegepast worden om een nieuw ontwerp van een koppelmvormer te bereiken. De voorwaarden, opgelegd door de Dana Corporation, stellen een TR bij stall van 2,55 voorop en vragen een optimalisatie van de rendement in de andere werkingpunten. De maximale nominale diameter is 13 inch. Deze specificaties vragen eigenlijk een optimalisatie van een bestaande koppelmvormer, waarvan de karakteristieken gegeven zijn in bijlage A [9]. De eerste opdracht is dus een goede geometrie voor de torussectie te kiezen. Vooraleer de vergelijkingen uit de ééndimensionale analyse te kunnen toepassen is een schatting van de wrijvingscoëfficiënt en de stootcoëfficiënt noodzakelijk. Daarna zal het dus mogelijk zijn de in- en uitlaathoeken van de elementen op het designpad te bepalen. In het volgende hoofdstuk zullen we dit ééndimensionaal ontwerp dan uitbreiden naar drie dimensies. De berekeningen in dit hoofdstuk worden uitgevoerd in MATLAB.

5.2. De Geometrie van de Torussectie

Schatting van de Nominale Diameter

Om een schatting te maken van de nodige nominale diameter wordt gebruik gemaakt van enkele grafieken opgesteld door V.J. Jandasek [2]. De kromme uit figuur 14 geeft de gemiddelde constante C uit de koppelcapaciteitsvergelijking (5) i.f.v. de TR bij stall van een groot aantal koppelmvormers geproduceerd over een periode van 15 jaar.



Figuur 14: De koppelcapaciteit van het pompwiel, opgenomen voor een groot aantal koppelmvormers.

Men vindt zo een constante C voor de pomp van $0,000321 \text{ N/m}^4/\text{rpm}^2$. Indien men nu als grootte-orde de koppelcapaciteit van de pomp bij stall uit de specificaties (Bijlage A) neemt, d.i. $9,54 \text{ rpm}/\sqrt{\text{N}}$, wordt de volgende schatting van de nominale diameter verkregen:

$$K_p = \frac{1}{\sqrt{C \cdot D^5}} \Rightarrow D = 11,26 \text{ in} \quad (42)$$

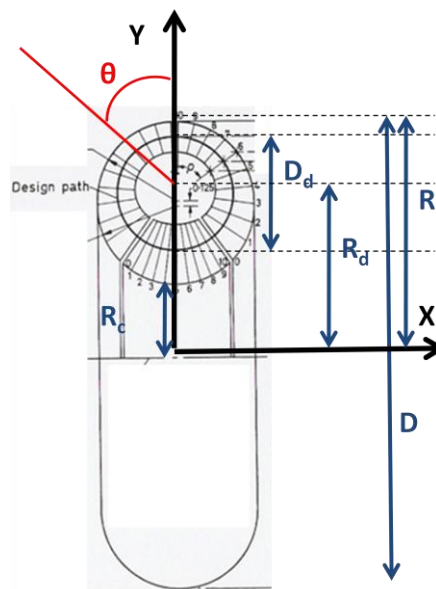
Een keuze van een nominale diameter van 13 inch lijkt dus een goede grootte-orde te zijn.

Het Designpad

Voor de constructie van de torussectie zal de doorstroomsectie constant gehouden worden. Om de oppervlakte hiervan te bepalen wordt weer gebruik gemaakt van data, door V.J. Jandasek [2] verzameld voor een groot aantal koppelomvormers. Deze oppervlakte wordt uitgedrukt als percentage van de oppervlakte van de cirkelschijf met als diameter de nominale diameter van de koppelomvormer. Uit [2] blijkt 23% een optimale waarde te zijn.

$$A = \frac{23}{100} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,02 \text{ m}^2 \quad (43)$$

Verder geeft [2] nog de volgende richtlijnen: Men neemt best de core-straal R_c op ongeveer een derde van de diameter van de shell R_s en als designpad wordt best een cirkel gekozen.



Figuur 15: Constructie torussectie

We voeren een cartesiaans coördinatenstelsel in met de x-as in de rotatierichting en met de y-as in het symmetrievlak van de torussectie, zoals afgebeeld in figuur 15. Tot nu toe kan enkel nog de nominale diameter, de straal van de core en de straal van de shell aangeduid worden. Uit de gevonden doorstroomsectie berekent men nu de diameter D_d en de straal van middelpunt R_d van het designpad:

$$D_d = \sqrt{R_s^2 - \frac{A}{2 \cdot \pi}} - \sqrt{R_c^2 + \frac{A}{2 \cdot \pi}} \quad (46)$$

$$R_d = \frac{\sqrt{R_s^2 - \frac{A}{2 \cdot \pi}} + \sqrt{R_c^2 + \frac{A}{2 \cdot \pi}}}{2} \quad (47)$$

Uit de formules kan men zien dat het bovenste punt van het designpad gevonden wordt door een halve doorstroomoppervlakte tussen de shell-straal en de straal van het designpad te leggen. Analoog berekent men het onderste punt van het designpad, en uit beide waarden vindt men de parameters die de cirkel van het designpad bepalen.

De Core en de Shell

In deze paragraaf wordt nu de vorm van de core en de shell bepaald. Niettegenstaande figuur 15 doet vermoeden, zijn de core en de shell geen cirkels, maar ellips-achtige figuren. Voor de volgende berekening neemt men aan dat de doorstroomsectie loodrecht staat op het designpad, wat hetzelfde is als stellen dat de doorstroomsnelheid altijd evenwijdig is aan de raaklijn aan het designpad. Men voert de hoek θ in met een positieve zin zoals aangeduid op figuur 15.

De coördinaten van het punt op het designpad overeenstemmend met de hoek θ zijn:

$$r_d = R_d + \frac{D_d}{2} \cdot \cos(\theta) \quad (46)$$

$$x_d = -\frac{D_d}{2} \cdot \sin(\theta) \quad (47)$$

De coördinaten van punten op de shell zijn dan:

$$r_s = \sqrt{r_d^2 + \frac{A}{2 \cdot \pi} \cdot \cos(\theta)} \quad (48)$$

$$x_s = -(r_s - r_d) \cdot \tan(\theta) \quad (49)$$

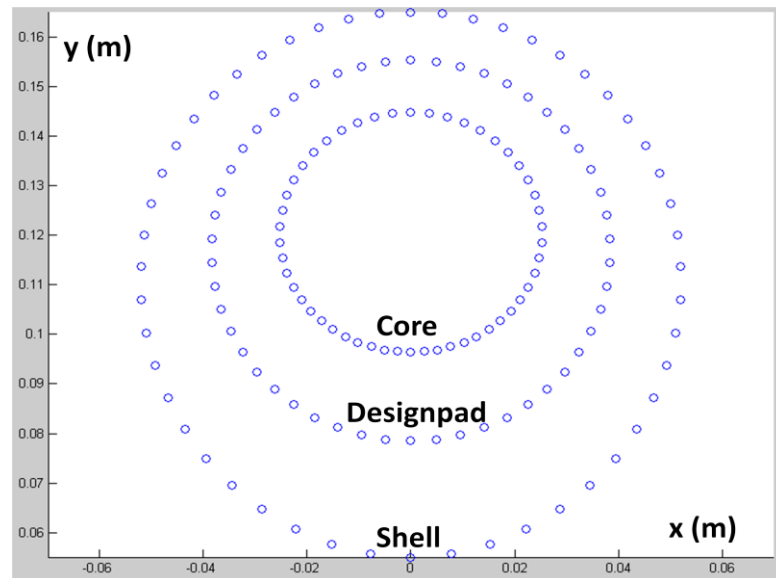
De coördinaten van punten op de core zijn dan:

$$r_c = \sqrt{r_d^2 - \frac{A}{2 \cdot \pi} \cdot \cos(\theta)} \quad (50)$$

$$x_c = -(r_d - r_c) \cdot \tan(\theta) \quad (51)$$

De hoek θ varieert hierbij van -180° tot $+180^\circ$. Merk op dat men niet de y-coördinaat gebruikt, maar telkens de straal r noteert omdat deze punten eigenlijk een cirkel beschrijven op de core of de shell wanneer men deze roteert rond de x-as.

Figuur 16 toont de gevonden vormen van de shell, de core en het designpad van de 13 inch koppelomvormer.



Figuur 16: Torussectie van een 13inch koppelomvormer

De Lengtes van de Elementen

In dit ontwerp zullen er geen mengzones voorkomen, hiermee wordt bedoeld dat een element eindigt waar het volgende begint en dat er dus geen ruimtes tussen de elementen voorzien worden. De keuze van de lengtes van de elementen is gebaseerd op de data van de gemiddelde 12 inch koppelomvormer uit [2]. Deze lengtes worden uitgedrukt d.m.v. de hoek θ :

- Het pompwiel: van 0° tot 123° .
- Het turbinewiel: van -123° tot 0° .
- De stator: van 123° tot 237° (-123°).

5.3. Het Stelsel Vergelijkingen

In hoofdstuk 4 werden er enkele vergelijkingen meegedeeld die de voorwaarden vormen voor de stroming in een hydraulische koppelomvormer. Indien men een werkingspunt kiest, d.w.z. men kiest zowel een SR als een TR, moet er in dit punt aan volgende vergelijkingen voldaan worden:

$$TR = - \frac{\rho \cdot Q \cdot \left\{ R_{t2} \cdot \left(R_{t2} \cdot SR \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{t2}) \right) - R_{p2} \cdot \left(R_{p2} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) \right\}}{\rho \cdot Q \cdot \left\{ R_{p2} \cdot \left(R_{p2} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) - R_{r2} \cdot \left(\frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{r2}) \right) \right\}} \quad (52)$$

$$\Delta W_p + \Delta W_t = \Delta Q_{irr,wr,p} + \Delta Q_{irr,wr,t} + \Delta Q_{irr,wr,r} + \Delta Q_{irr,st,p} + \Delta Q_{irr,st,t} + \Delta Q_{irr,st,r} \quad (29)$$

In deze vergelijkingen zijn de stralen van de in- en uitlaten van de elementen reeds bepaald bij het vastleggen van de torussectie. Ook de doorstroomsectie A is reeds gekend. Bij de keuze van een willekeurig werkingpunt zijn er dus slechts twee vergelijkingen in 8 onbekenden, namelijk de in- en uitlaathoeken van elk element (6 in aantal), het debiet Q en de rotatiesnelheid van de pomp ω_p .

Men kan het aantal vergelijkingen doen toenemen door als designpunt het werkingpunt zonder stootverliezen te kiezen. Hierdoor neemt het aantal verbanden met volgende drie vergelijkingen toe:

$$\frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{r2}) = R_{p1} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p1}) \quad (53)$$

$$R_{p2} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) = R_{t1} \cdot SR \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{t1}) \quad (54)$$

$$R_{t2} \cdot SR \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{t2}) = \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{r1}) \quad (55)$$

Voor een werkingpunt zonder stootverliezen zijn er dus 5 vergelijkingen beschikbaar in 8 onbekenden.

Aangezien een werkingpunt enkel de snelheids- en de koppelverhouding bepaalt, is het vreemd om zowel het debiet als de rotatiesnelheid in de vergelijkingen terug te vinden. De rotatiesnelheid ligt namelijk voor een bepaalde SR niet absoluut vast en men kan verwachten dat bij een constante torque ratio het debiet zal moeten toenemen indien men de absolute waarden van de koppels laat toenemen. Dit doet vermoeden dat er een bepaalde grootte moet bestaan die functie is van het debiet en de rotatiesnelheid van de pomp en enkel afhangt van het werkingpunt.

Indien men de teller en noemer van (52) deelt door de hoeksnelheid van de pomp, vindt men een vergelijking in functie van Q/ω_p . Ook de arbeidsvergelijking (29) wordt een kwadratische vergelijking in Q/ω_p bij deling door het kwadraat van ω_p en de vergelijkingen die een stootvrije aanstroming uitdrukken (53), (54) en (55) worden eveneens functies van deze parameter bij deling door ω_p .

Bij wijze van controle zou een andere grootte die ook enkel afhankelijk zou zijn van het werkingpunt nu ook moeten kunnen uitgedrukt worden in functie van deze parameter. Zo'n

grootheid is de koppelcapaciteit en als voorbeeld neemt men deze van het pompwiel. Het onderstaande is tevens een bewijs van de koppelcapaciteitsvergelijking.

$$K_p = \frac{N_p}{\sqrt{T_p}} = \frac{\frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_p}{\sqrt{\rho \cdot Q \cdot \left\{ R_{p2} \cdot \left(R_{p2} \cdot \omega_p + \frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) - R_{r2} \cdot \left(\frac{Q}{A} \cdot \tan(\beta_{r2}) \right) \right\}}}$$

$$K_p = \frac{\frac{60}{2 \cdot \pi}}{\sqrt{\rho \cdot \frac{Q}{\omega_p} \cdot \left\{ R_{p2} \cdot \left(R_{p2} + \frac{Q}{A \cdot \omega_p} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) - R_{r2} \cdot \left(\frac{Q}{A \cdot \omega_p} \cdot \tan(\beta_{r2}) \right) \right\}}} = f\left(\frac{Q}{\omega_p}\right)$$

Tenslotte kan men concluderen dat voor een willekeurig werkingpunt er 2 vergelijkingen kunnen opgesteld worden in 7 onbekenden (de 6 in- en uitlaathoeken en de parameter Q/ω_p). Voor een stootvrij werkingpunt zijn er 5 vergelijkingen in 7 onbekenden beschikbaar. Het is evident dat als designpunt het stootvrije werkingpunt zal gekozen worden en de twee nog te bepalen onbekenden zullen enerzijds de TR bij stall moeten opleggen en anderzijds het rendement moeten optimaliseren.

Merk op dat de momentenvergelijking geen extra verband oplevert indien de koppels berekend worden via de formules (26), (27) en (28). Dit verband is namelijk door het gebruik van deze formules hoe dan ook voldaan.

5.4. Bepaling van de Wrijvingscoëfficiënt en de Stootverliescoëfficiënt

Wanneer men ontwerpt, is het natuurlijk belangrijk dat het model dat men gebruikt een zo goed mogelijke benadering geeft van de werkelijkheid. De parameters in dit model zijn de wrijvingscoëfficiënt, die ook de secundaire verliezen dekt, en de stootverliescoëfficiënt. Om betrouwbare waarden voor deze parameters te vinden maken we gebruik van experimenteel opgemeten karakteristieken van vier verschillende koppelomvormers. Deze data werden verschaft door de Dana Corporation en zijn opgenomen in bijlage B.

Omwille van de complexiteit van vergelijkingen zal geopteerd worden voor een iteratief proces. Indien uit de geometrie de karakteristieken kunnen gevonden worden, waarmee vooral TR i.f.v. de SR wordt bedoeld, voor bepaalde waarden van de twee parameters, de wrijvingscoëfficiënt f en de stootverliescoëfficiënt ϕ , dan kan een soort foutfunctie gedefinieerd worden die een maat is voor het verschil met de werkelijke karakteristiek. Het minimum van deze foutfunctie voor het bereik van beide parameters geeft bijgevolg de gezochte coëfficiënten.

Bepaling van de Karakteristiek uit de Opgegeven Geometrie

De data uit bijlage B bevatten voor een bepaalde nominale diameter de in- en uitlaathoeken van de koppelmvormer. Men zal dus eerst de geometrie van de torussectie moeten berekenen zoals in het begin van dit hoofdstuk. Uit paragraaf 5.3. volgt dat er voor elk werkingpunt twee vergelijkingen beschikbaar zijn. Aangezien nu de TR gezocht wordt voor elke SR, is er dus eigenlijk maar één vergelijking bruikbaar, namelijk de arbeidsvergelijking. Alle hoeken zijn echter gegeven, samen met berekende stralen en de doorstroomsectie. Er blijft dus eigenlijk ook maar één onbekende over, namelijk Q/ω_p . De arbeidsvergelijking blijkt een kwadratische vergelijking te zijn in Q/ω_p , zodat er waarschijnlijk twee oplossingen zullen zijn. De geschrapte vergelijking (52) kan na bepaling van deze parameter de TR van het werkingpunt geven.

Zoals vermeld zijn er altijd twee oplossingen voor de arbeidsvergelijking, wat inhoudt dat men een domein moet kunnen vooropstellen die dus de fysische van de onfysische oplossing kan scheiden. Hiervoor maken we gebruik van grootte-orde uit de literatuur [8]. Men vindt dat voor het designpunt van turbomachines de verhouding van de doorstroomsnelheid op de loopsnelheid meestal tussen 0,05 en 1 ligt. Dit maakt een schatting van het domein van de parameter mogelijk:

$$\frac{Q}{\omega_p} = \frac{F \cdot A}{\frac{u}{R}} = \frac{F}{u} \cdot A \cdot R \quad (56)$$

Een F/u van 0,05 tot 1, een doorstroomsectie van $0,02 \text{ m}^2$ en een straal tussen 0,1 en 0,16 m geeft dus als onder- en bovengrens voor de parameter in het designpunt, respectievelijk $10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$ en $32 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$. Buiten het designpunt kunnen de debieten heel erg klein worden zodat men de ondergrens voor deze werkingpunten zal moeten verkleinen, en in sommige gevallen kan men zelfs tot nul gaan. Anderzijds moet men voor werkingpunten dicht bij de stall-conditie de bovengrens soms verhogen.

De Foutfunctie

Nu men de parameter Q/ω_p voor elk werkingpunt kan bepalen en uit (52) de TR voor dit punt kan vinden, is het mogelijk voor elke waarde van de verliescoëfficiënten de karakteristiek op te stellen. Nu komt het er op neer een foutfunctie te definiëren die een maat geeft voor de afwijking met de werkelijke karakteristiek. Gebaseerd op de kleinste kwadratenmethode, leidt men volgende definitie af:

$$f(f, \phi) = \sum_{\text{alle werkingpunten}} (TR(f, \phi) - TR_{\text{werkelijk}})^2 \quad (57)$$

Het minimum van deze functie geeft dus de gezochte waarden van de coëfficiënten.

Een Beste Fit voor alle Werkingspunten

De foutenfunctie wordt opgesteld voor alle werkingpunten van alle vier de koppelomvormers uit bijlage B. Men laat de coëfficiënten lopen van 0 t.e.m. 1 met stappen van bijvoorbeeld 0,001. Het gebruikte algoritme, waarbij de variabelen schuin gedrukt worden, is:

Algoritme a

1. Initialiseer $f_{out}=1000$.
2. Kies een waarde voor $tijdelijke_f$ en $tijdelijke_φ$.
3. Initialiseer $tijdelijke_fout=0$.
4. Een lus die enkele SR's afgaat van 0 tot 0,99.
 - Definieer als hoeken en als geometrie die van de 13 inch koppelomvormer.
 - Bepaal $wortel1$ en $wortel2$ van de arbeidsvergelijking
 - Bepaal de wortel binnen de grenzen van de fysische oplossing en defineer deze als $Q_{op_ω_p}$.
 - Bepaal de TR uit (52).
 - $tijdelijke_fout = tijdelijke_fout + (TR - TR_{werkelijk})^2$
 - Doe hetzelfde voor de andere 3 koppelomvormers.
5. Indien $tijdelijk_fout < fout$
 - $f_{out} = tijdelijke_fout$
 - $f = tijdelijke_f$
 - $φ = tijdelijke_φ$
6. Ga terug naar punt 2 totdat alle stappen in beide domeinen van de coëfficiënten aan de beurt zijn geweest.
7. De gezocht coëfficiënten zijn f en $φ$.

De resultaten zijn $φ=1$ en $f=0,378$. Zoals verwacht ligt de stootverliescoëfficiënt dicht bij 1, maar de waarde voor de wrijvingsverliescoëfficiënt is nogal aan de hoge kant. Dit valt te verklaren uit het feit dat de secundaire verliezen ook in deze factor zijn opgenomen.

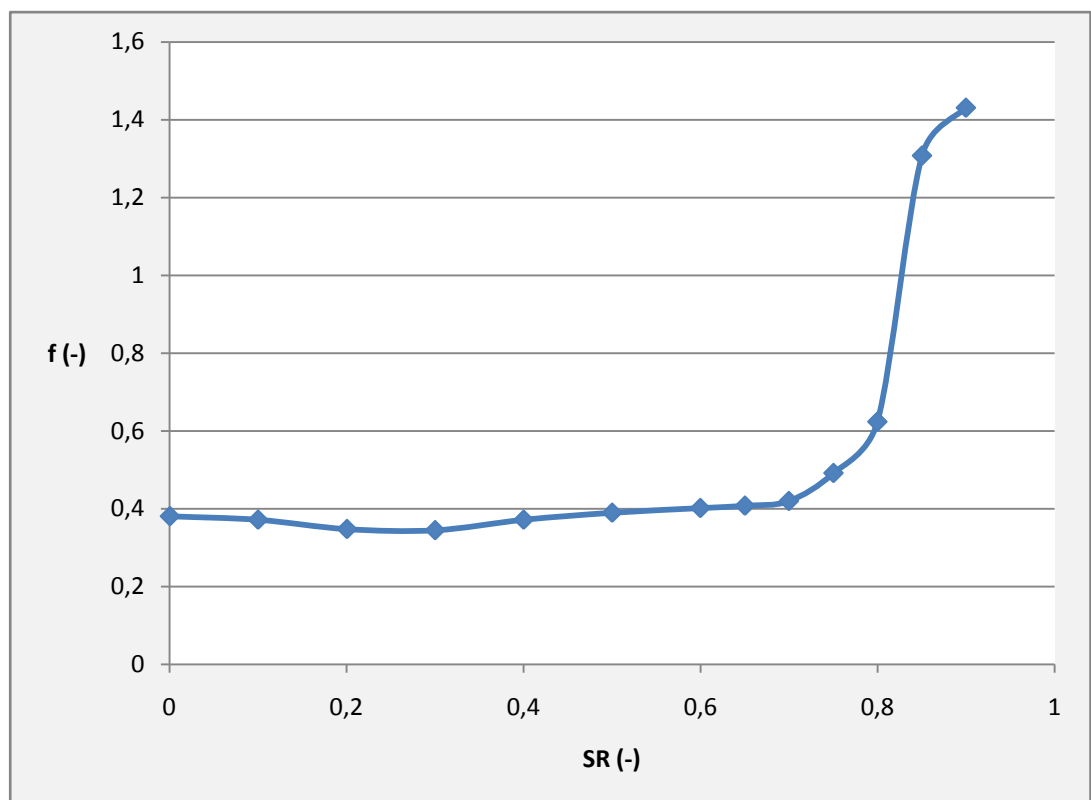
Indien we nu met deze waarde de karakteristieken berekenen van de verschillende koppelomvormers moet er gezegd worden dat de TR bij stall, één van de belangrijkste eigenschappen van de koppelomvormer, toch nog een weinig verschilt met de werkelijke waarde.

Beste Fit voor de TR bij Stall

Indien we het voorgaande algoritme nu enkel toepassen voor de stall-condities van de vier koppelomvormers, verschillen de resultaten slechts weinig. Voor de wrijvingsverliescoëfficiënt vindt men 0,382, terwijl de stootverliescoëfficiënt gelijk aan 1 blijft. De toename van deze waarde doet vermoeden dat de wrijvingscoëfficiënt afhankelijk zou zijn van het werkingspunt. Dit lijkt logisch omwille van de veranderende secundaire verliezen per werkingspunt.

Beste Fit per Werkingspunt

Uit het voorgaande blijkt de afhankelijkheid van de wrijvingscoëfficiënt van het werkingspunt. Dit wordt gecontroleerd door een kleine aanpassing van het algoritme a. Door in punt 2 ook een bepaalde SR te kiezen en de lus van punt 4 weg te laten, wordt er nu gezocht naar een passende f en ϕ per werkingspunt. Aangezien in het voorgaande ϕ telkens gelijk was aan de eenheid, zullen we in dit nieuwe algoritme de waarde van ϕ niet meer variëren en dus op 1 laten staan. Bijgevolg verschaft dit algoritme uitgevoerd in een MATLAB programma, de volgende grafiek:



Figuur 17: De berekende wrijvingscoëfficiënt per werkingspunt.

Men ziet dat de coëfficiënt eigenlijk vrij constant blijft over een groot deel van de snelheidsverhoudingen, namelijk van 0 tot ongeveer 0,7. Vanaf dit laatste punt zal de waarde echter snel divergeren voor snelheidsverhoudingen naderend tot 1. Een verklaring hiervoor is dat bij stijgende snelheidsverhoudingen, het debiet zal dalen alsook het grootte van de

snelheidsvectoren in de koppelomvormer. Het is dus te verwachten dat wanneer men de wrijvingsverliezen definieert als fractie van de kinetische energie aan de uitlaat van een element, de wrijvingsverliescoëfficiënt sterk zal moeten toenemen om bij sterk dalende niveaus van kinetische energieën toch eindige waarden te hebben.

Een Verschillende Wrijvingscoëfficiënt per Element

Aangezien de wrijvingscoëfficiënt voor een groot deel de secundaire verliezen dekt en deze sterk verschillen per element, zou men kunnen verwachten dat men betere resultaten zal verkrijgen indien men een andere wrijvingsfactor per element zou definiëren. Dit vergt weer een kleine aanpassing van het algoritme: Men stelt ϕ weer gelijk aan 1 en laat nu drie parameters variëren van 0 t.e.m. 1 op voorwaarde dat men in de arbeidsvergelijking een verschillende coëfficiënt per wrijvingsverliesterm invult. De stap is maximaal 0,01 om de rekentijd niet te veel te laten toenemen. Als resultaat krijgt men voor f_p 0,63, voor f_t 0,12 en voor f_r 0,57. In de literatuur [11] vindt men volgende waarden, die weliswaar betrokken zijn op de som van de kinetische energie aan de inlaat en de uitlaat van een element en herschaald zijn. Deze data werden experimenteel opgemeten door middel van vijf-gats-pitotbuizen.

Φ_p	1	
Φ_t	1	
Φ_r	0,5	
f_p	$SR \in [0;0,5]$	1
	$SR \in [0,5;1]$	1,5-2
f_t	0,5	
f_r	1,5-2	

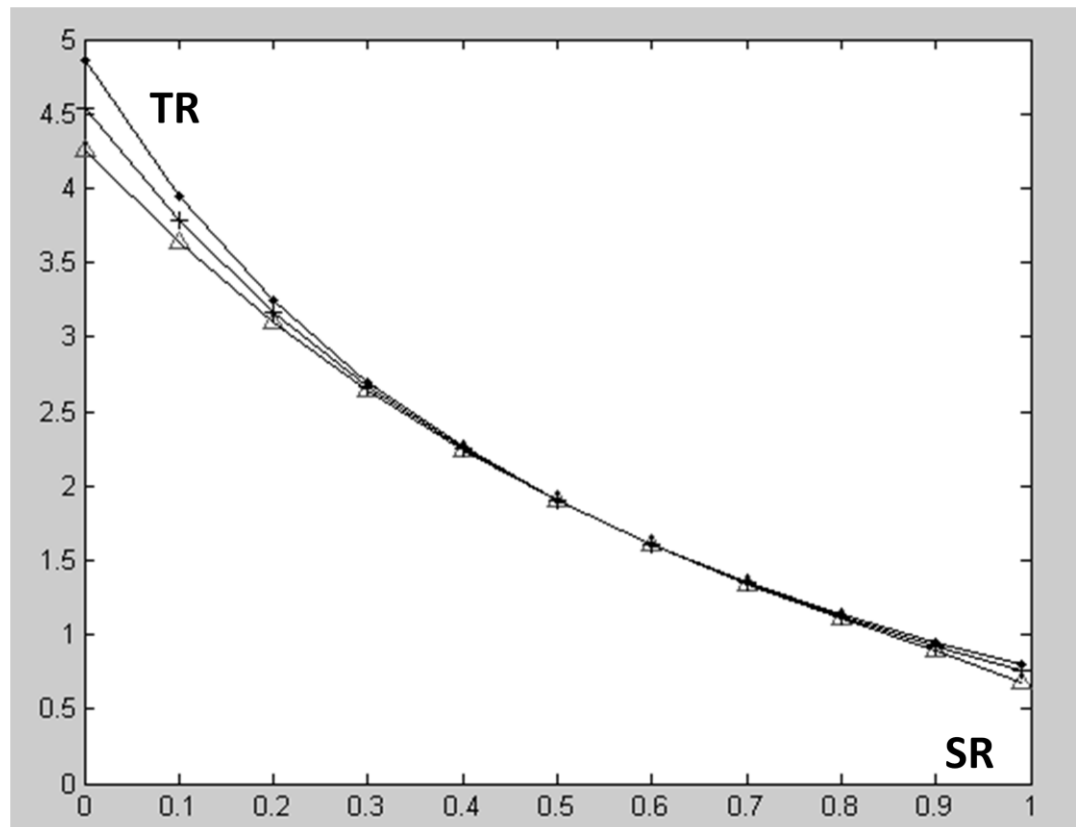
Het is duidelijk dat de stootverliescoëfficiënt goed gekozen is wat betreft de turbine en de pomp, maar door het hydrofoil profiel ligt deze waarde voor de stator veel lager. Toch legt men de waarde voor de stator op één omdat voor een eerste ontwerp ook de stator een constante dikte krijgt en dus ook als een kanaal beschouwd wordt. Wat de wrijvingscoëfficiënten betreffen, kunnen enkel de verhoudingen van de waarden gebruikt worden omwille van de verschillende definities. Merk op dat voor de pomp zelfs geopteerd werd voor verschillende waarden per domein van het werkingsgebied. De wrijvingsverliescoëfficiënten in de stator en de pomp blijken een factor 2 tot 3 groter te zijn dan in de turbine. Kwalitatief zien de waarden gevonden via het algoritme er dus vrij correct uit, behalve dan dat de pomp- en statorcoëfficiënt een factor 5 groter is dan de turbinecoëfficiënt.

De Invloed van f en ϕ

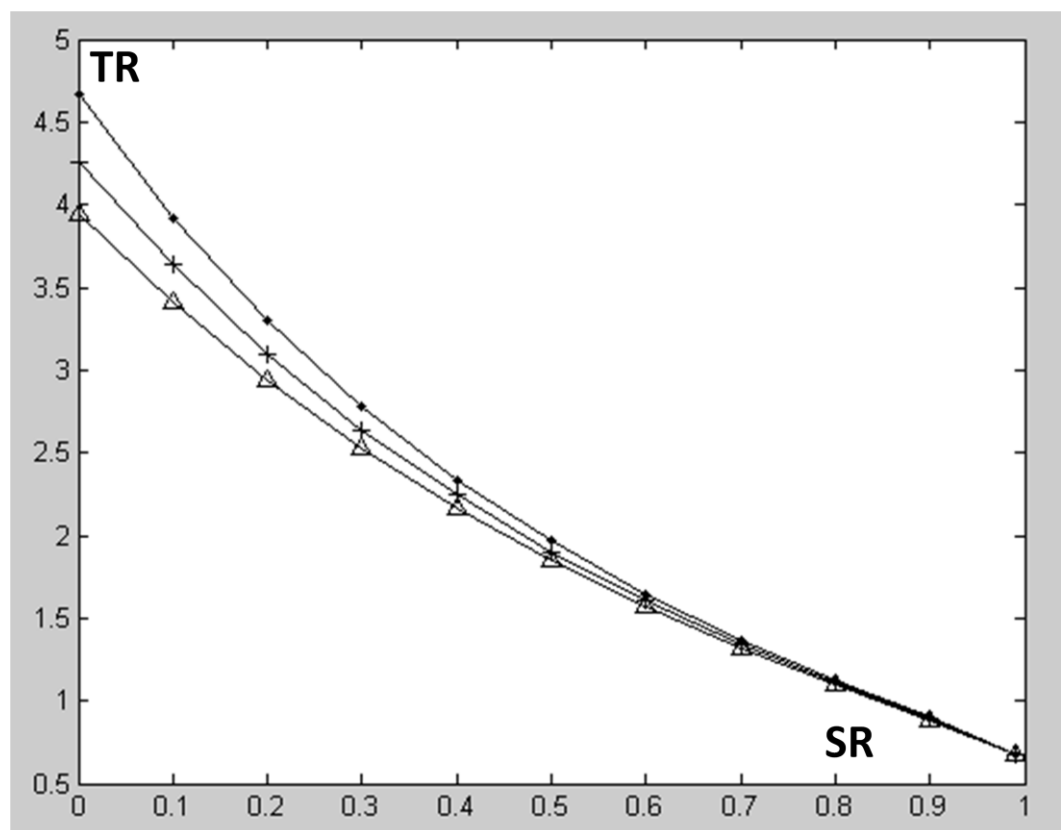
In deze paragraaf zal een studie gemaakt worden van het verloop van de karakteristieken bij het verhogen en verlagen van de verliesfactoren. Dit geeft een idee wat er zou gebeuren bij een verhoging van de viscositeit of indien bijvoorbeeld de oppervlakteruwheid is toegenomen door een fout in het productieproces of vervuiling van het transmissiefluidum. Voor deze analyse wordt als voorbeeld weer de geometrie van de 13 inch koppelomvormer uit bijlage B gebruikt.

Figuur 18 toont de verandering van de karakteristiek bij verschillende stootverliescoëfficiënten. Men ziet duidelijk dat bij lagere coëfficiënten de TR zal toenemen. Een verklaring hiervoor is dat bij lagere stootverliezen er meer arbeid beschikbaar is om aan de turbine over te dragen. Het rendement in een werkingpunt zal dus stijgen alsook de TR. Er is echter één punt dat constant moet blijven voor alle waarden van de stootverliescoëfficiënt en dit is het stootvrije punt. Men kan duidelijk zien dat het designpunt tussen 0,5 en 0,6 moet gelegen zijn en dat de toename van de TR voor lagere verliesfactoren groter wordt naarmate het beschouwde werkingpunt verder van het designpunt gelegen is.

Ook bij het verlagen van de wrijvingscoëfficiënt zullen de koppelverhoudingen stijgen. Het verloop van deze toename is nu evenwel anders: De grootste wrijvingsverliezen komen voor bij de grootste debieten. Het effect van een variatie van de wrijvingscoëfficiënt zal dan ook het duidelijkst zijn voor lage snelheidsverhoudingen. Hoe dichterbij 1 de SR ligt, hoe lager het debiet wordt, zodat men kan verwachten dat de karakteristieken zullen convergeren (zie figuur 19). In het werkingpunt voor SR gelijk aan 1, is er geen debiet meer zodat voor elke wrijvingsfactor de TR er gelijk zal zijn aan 0. Op de figuur wordt de karakteristiek slechts getoond tot aan een SR van 0,99. Dit verklaart waarom het uiterst rechts gelegen werkingpunt de x-as niet snijdt.



Figuur 18: De invloed van de stootverliescoëfficiënt op de karakteristiek ($\bullet$: $\phi=0.8$; $+$: $\phi=0.9$; Δ : $\phi=1$).



Figuur 19: De invloed van de wrijvingsverliescoëfficiënt op de karakteristiek ($\bullet$: $f=0.1$; $+$: $f=0.4$; Δ : $f=0.7$).

Conclusie

In het voorgaande zijn er verschillende manieren overlopen om de verliescoëfficiënten in te vullen. Het meest nauwkeurige resultaat zou men verkrijgen door een verliescoëfficiënt per werkpunt en per element te definiëren. Uit de literatuur [11] en uit de berekeningen uit deze paragraaf volgt dat men de stootverliescoëfficiënt gelijk mag stellen aan 1. Dit betekent dat er voor de stator geen hydrofoil profiel zal gebruikt worden. Wat de wrijvingsverliescoëfficiënt betreft, volgt uit figuur 17 dat in het grootste en eveneens het belangrijkste deel van het werkingsgebied de wrijvingscoëfficiënt ongeveer constant blijft. Het is dus onnodig om de wrijvingscoëfficiënt per werkpunt te veranderen. Anderzijds levert de berekening van de karakteristiek met een coëfficiënt per element resultaten die slechts weinig verschillen met de resultaten bij een vaste wrijvingscoëfficiënt voor alle elementen. In het volgende zal er dus met een vaste f van 0,378 gewerkt worden.

5.5.De In- en Uitlaathoeken

Deze paragraaf bevat het eigenlijke ontwerp, namelijk de bepaling van de in- en uitlaathoeken voor de verschillende componenten. Uit het voorgaande blijkt dat de stroming voor een bepaald werkpunt beschreven wordt door een stelsel van twee vergelijkingen in 7 onbekenden. In een stootvrij werkpunt echter heeft men 5 vergelijkingen voor 7 onbekenden. Merk op dat slecht 6 van de 7 onbekenden dezelfde zijn voor alle werkpunten, namelijk de in- en uitlaathoeken. De andere onbekende, de parameter Q/ω_p , heeft voor elke speed ratio een andere waarde. Indien men dus een stootvrij werkpunt samen met een anders werkpunt zou willen vastleggen, krijgt men een stelsel van 7 vergelijkingen in 8 onbekenden, wat wegens de vorm en de niet-lineariteit van de vergelijkingen vlug strijdig kan worden. In het volgende zullen we de verschillende wegen beschrijven om aan een oplossing te komen.

Probleemstelling bij de Bepaling van de In- en Uitlaathoeken vanuit een Stootvrij Designpunt

Het eenvoudigste lijkt dus het stelsel van 5 vergelijkingen in 7 onbekenden op te lossen. De twee parameters die dan nog moeten gekozen worden, kunnen er dan voor zorgen dat de gevraagde TR bij stall bereikt wordt en het rendement geoptimaliseerd is. Voor een goede keuze van deze parameters analyseert men beter eerst de vergelijkingen. Hieronder staat een overzicht van de onbekenden per vergelijking:

- De arbeidsvergelijking zonder stootverliezen = $f(Q/\omega_p, \beta_{p2}, \beta_{t2}, \beta_{r2})$. (zie 29)
- De opgegeven torque ratio $TR = f(Q/\omega_p, \beta_{p2}, \beta_{t2}, \beta_{r2})$. (zie 52)
- De stootvrije ingang van de pomp = $f(Q/\omega_p, \beta_{r2}, \beta_{p1})$. (zie 53)
- De stootvrije ingang van de turbine = $f(Q/\omega_p, \beta_{p2}, \beta_{t1})$. (zie 54)
- De stootvrije ingang van de stator = $f(Q/\omega_p, \beta_{t2}, \beta_{r1})$. (zie 55)

Merk op dat voor dit stootvrije werkingspunt zowel de SR als de TR moet opgegeven worden. Dit betekent dat men eigenlijk het rendement in dit werkingspunt vastlegt (zie 3). Men zal de TR in dit punt in een later stadium dus ook variabel moeten maken wil men het rendement optimaliseren.

De enige parameter die in alle vergelijkingen terugkomt is Q/ω_p en de uitdrukkingen voor een stootvrije inlaat zijn de enige vergelijkingen met de inlaathoeken als onbekenden. De opgave wordt dus een oplossing te vinden voor de eerste twee vergelijkingen in 4 onbekenden, waarvan men er twee mag kiezen. Indien deze opgelost zijn, kan men gemakkelijk de inlaathoeken uit de laatste drie vergelijkingen halen.

De twee eerste vergelijkingen zijn helaas niet lineair en men zal dus iteratief te werk moeten gaan. Om de zaak een beetje te vereenvoudigen zullen we niet de hoeken zelf maar de tangens van de hoeken als onbekenden beschouwen, alle vergelijkingen zijn immers in het voorgaande hoofdstuk reeds in functie van de tangens van de hoeken omgevormd. De meest voor de hand liggende methode is beginnen met een bepaalde keuze voor Q/ω_p , die dan voor een volgende iteratie moet worden aangepast. In paragraaf 5.4. zijn immers reeds de grenzen bepaald voor deze parameter in een stootvrij werkingspunt. Als parameters van het stelsel kiezen we dan bijvoorbeeld β_{p2} en β_{r2} , zodat uit de eerste vergelijking de hoek β_{r2} kan gevonden worden:

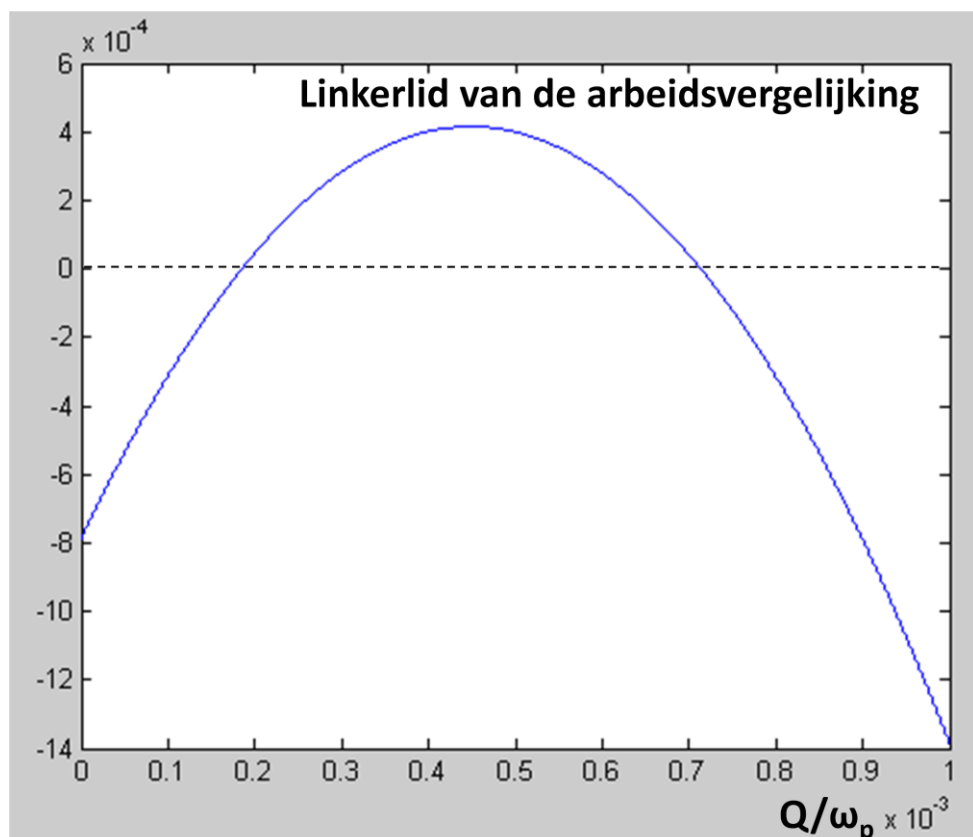
$$(42) \Rightarrow TR = - \frac{\left\{ R_{t2} \cdot \left(R_{t2} \cdot SR + \frac{Q/\omega_p}{A} \cdot \tan(\beta_{t2}) \right) - R_{p2} \cdot \left(R_{p2} + \frac{Q/\omega_p}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) \right\}}{\left\{ R_{p2} \cdot \left(R_{p2} + \frac{Q/\omega_p}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) - R_{r2} \cdot \left(\frac{Q/\omega_p}{A} \cdot \tan(\beta_{r2}) \right) \right\}}$$

$$\Rightarrow \tan(\beta_{r2}) = \frac{A}{R_{r2} \cdot Q/\omega_p} \left\{ R_{t2} \cdot \left(R_{t2} \cdot SR + \frac{Q/\omega_p}{A} \cdot \tan(\beta_{t2}) \right) - R_{p2} \cdot \left(R_{p2} + \frac{Q/\omega_p}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) + R_{p2} \cdot \left(R_{p2} + \frac{Q/\omega_p}{A} \cdot \tan(\beta_{p2}) \right) \right\} \quad (58)$$

In de volgende stap moet nu een betere waarde voor Q/ω_p gevonden worden die op haar beurt dan weer kan gebruikt worden in (58). De arbeidsvergelijking moet dus een meer nauwkeurige waarde opleveren voor Q/ω_p , die een convergentie van de iteraties mogelijk maakt. Dit probleem is weerom door de niet-lineariteit moeilijker dan verwacht. De arbeidsvergelijking is eigenlijk een kwadratische vergelijking in Q/ω_p waarvan de coëfficiënten functies zijn van de uitlaathoeken. Dit impliceert dus dat bij elke iteratie de coëfficiënten van de vierkantsvergelijking zullen wijzigen, zodat de regels voor het iteratief oplossen van een dergelijke vergelijking zeker niet van toepassing zijn. Een sommatie van enkele pogingen om de iteratie te laten convergeren, worden hieronder weergegeven:

- Bepaal de wortels van de arbeidsvergelijking en kies de fysische. Helaas is deze niet altijd nauwkeuriger dan de vorige en treedt er dus geen convergentie op.
- Indien de arbeidsvergelijking als $ax^2+bx+c=0$ genoteerd wordt, poogt men convergentie te bereiken via volgende iteraties:
- $$x_{n+1} = -\frac{ax_n^2 + c}{b}$$
- $$x_{n+1} = -\frac{c}{ax_n + b}$$
- ...

Een grondige analyse van de functie die dit stelsel beschrijft, is noodzakelijk om convergentie te bereiken. We bepalen numeriek de grafiek van het linkerlid van de arbeidsvergelijking (29) in functie van de onbekende Q/ω_p via MATLAB, zoals afgebeeld op figuur 20. Voor de twee te kiezen parameters neemt men de waarden van de uitlaathoeken van de pomp en de turbine van de 13 inch koppelomvormer uit bijlage B. Als designpunt kiezen we het punt met SR gelijk aan 0,4 van diezelfde koppelomvormer. De grafieken zijn opgesteld in SI-eenheden.



Figuur 20: Het linkerlid van de arbeidsvergelijking in functie van Q/ω_p in een gekozen designpunt ($SR=0,4$; $TR=2,16$) en met gekozen uitlaathoeken $\beta_{p2}=-45^\circ$ en $\beta_{t2}=-65^\circ$.

Het is duidelijk te zien dat deze functie toch verbazend veel op een parabool blijft gelijken hoewel de coëfficiënten ook functie zijn van de onbekende Q/ω_p . Er zijn dus twee nulpunten te onderscheiden, de fysische waarde is begrepen tussen de grenzen 10^{-4} en $32 \cdot 10^{-4}$ zoals afgeleid in sectie 5.4.

Voorgaande analyse maakt duidelijk dat er wel degelijk een nulpunt te vinden is tussen de vroeger bepaalde grenzen. Aangezien dit nulpunt niet gevonden werd via voorgaande methodes zal beroep moeten gedaan worden op een heel robuuste iteratie-techniek, namelijk de bisectiemethode.

De bisectiemethode

Deze vrij eenvoudige methode schrijft een iteratief proces voor om een nulpunt te vinden indien men een interval kan opgeven waarin er zich slechts één nulpunt bevindt [12]. We geven hieronder het algoritme en een kleine bespreking:

Algoritme b

1. Definieer een *linkergrens* en een *rechtergrens*.
2. Definieer een maximale waarde voor de absolute waarde van het rechterlid: de *tolerantie*.
3. Controleer of er wel een nulpunt aanwezig is in dit interval:
 $f(\text{linkergrens}) \cdot f(\text{rechtergrens}) < 0$
4. Bepaal $\text{midden} = (\text{linkergrens} + \text{rechtergrens})/2$.
5. Indien $|f(\text{midden})| < \text{tolerantie}$
 - *midden* is de abscis van het nulpunt
 - stop
6. Indien $\text{midden} \cdot \text{linkergrens} < 0$
 - Defineer $\text{rechtergrens} = \text{midden}$
7. Indien $\text{midden} \cdot \text{rechtergrens} < 0$
 - Defineer $\text{linkergrens} = \text{midden}$
8. Ga terug naar punt 4.

Indien er slechts één nulpunt in een bepaald interval aanwezig is, zal de functiewaarde van de linkergrens van het interval negatief en de rechtergrens positief zijn of omgekeerd. Dit verklaart het controlepuntje 3. Dit interval zal nu in twee gelijke delen verdeeld worden, waarbij de variabele *midden* de abscis van dit centrum voorstelt. Indien de functiewaarde van het midden niet dicht genoeg bij nul ligt zoals voorgeschreven door de variabele *tolerantie* en dus niet kan besloten worden dat het nulpunt overeenstemt met de variabele *midden*, zal er moeten bepaald worden of het nulpunt nu in het linker of het rechter interval ligt. Dit gebeurt op dezelfde wijze als het controlepuntje, d.i. de tekens van de grenzen moeten een verschillende waarde hebben indien het interval een nulpunt bevat. Blijkt nu het linkerdeel van het interval een nulpunt te bevatten, dan overschrijft men de waarde van de variabele *rechtergrens* met de waarde van het *midden*. Een analoge procedure doet zich voor indien het nulpunt in het rechterdeel zou liggen. Daarna herbegint men vanaf het punt 4 en zoekt men dus weer het midden van het nieuwe interval. Het is nu duidelijk dat het interval telkens gehalveerd wordt zodat het nulpunt ingesloten wordt en er dus vlug en op een robuuste manier een nulpunt zal gevonden worden.

Oplossingsprocedure voor de eerste twee Vergelijkingen van het Stelsel voor een Stootvrij Designpunt

De bisectiemethode wordt aldus met succes toegepast op het probleem van het oplossen van de eerste twee vergelijkingen voor een stootvrij werkingpunt, en wel op de volgende manier:

Algoritme c

1. Geef de geometrie van de torussectie op:
 - De stralen van het designpad in de in- en uitlaatsecties.
 - De doorstroomoppervlakte.
2. Kies een stootvrij designpunt: SR en TR .
3. Kies waarden voor de twee parameters β_{p2} en β_{t2} .
4. Geef de grenzen op van de fysische waarde van de onbekende Q/ω_p :
linkergrens en *rechtergrens*.
5. Kies een *tolerantie*.
6. Controleer deze grenzen en de mogelijkheid van een oplossing bij de gemaakte keuzes:
 - Stel $Q_{op_}\omega_p = \text{linkergrens}$.
 - Bereken $Beta_r_2 = g(Q_{op_}\omega_p, \beta_{p2}, \beta_{t2})$.
 - Bereken $f_links = f(Q_{op_}\omega_p, Beta_r_2, \beta_{p2}, \beta_{t2})$.
 - Stel $Q_{op_}\omega_p = \text{rechtergrens}$.
 - Bereken $Beta_r_2 = g(Q_{op_}\omega_p, \beta_{p2}, \beta_{t2})$.
 - Bereken $f_rechts = f(Q_{op_}\omega_p, Beta_r_2, \beta_{p2}, \beta_{t2})$.
 - Indien $(f_rechts \cdot f_links < 0) \rightarrow$ ga dan verder naar 7.
 - Indien $(f_rechts \cdot f_links \geq 0) \rightarrow$ stop.
7. Bereken $midden = (\text{linkergrens} + \text{rechtergrens})/2$.
8. Stel $Q_{op_}\omega_p = midden$.
9. Bereken $Beta_r_2 = g(Q_{op_}\omega_p, \beta_{p2}, \beta_{t2})$.
10. Bereken $f_midden = f(Q_{op_}\omega_p, Beta_r_2, \beta_{p2}, \beta_{t2})$.
11. Indien $(|f_midden| < \text{tolerantie})$
 - $Q/\omega_p = Q_{op_}\omega_p$.
 - $\beta_{r2} = Beta_r_2$.
 - Stop.
12. Indien $(f_midden \cdot f_links < 0)$
 - Stel $\text{rechtergrens} = midden$.
 - Stel $f_rechts = f_midden$.
13. Indien $(f_midden \cdot f_rechts < 0)$
 - Stel $\text{linkergrens} = midden$.
 - Stel $f_links = f_midden$.
14. Ga naar punt 7.

De hierboven gebruikte functie $f(k,l,m,n)$ is het linkerlid van de arbeidsvergelijking met als variabelen: k = de onbekende Q/ω_p , l = de onbekende β_{r2} , m = de parameter β_{p2} en n = de parameter β_{t2} . De tweede functie $g(k,m,n)$ stelt de arcustangens van het rechterlid van (58) voor, m.a.w. de functie geeft dus de uitlaathoek van de stator voor de gegeven argumenten. Ter verduidelijking wordt herhaald dat de schuin gedrukte woorden in het algoritme variabelen voorstellen.

Het algoritme c geeft de procedure voor het oplossen van de twee eerste vergelijkingen van het stelsel voor een stootvrij werkingspunt. Men gaat ervan uit dat de geometrie reeds bepaald is zoals bijvoorbeeld in sectie 5.2. Nadat men een keuze gemaakt heeft voor de SR en de TR van het werkingspunt en voor de twee parameters β_{p2} en β_{t2} , definieert men een interval voor de fysische waarde van Q/ω_p . Op dit interval wordt dan de bisectiemethode toegepast om de oplossing voor Q/ω_p te vinden. Merk op dat de functie uit Algoritme b nu gedefinieerd wordt door twee vergelijkingen langs de onbekende β_{r2} om, zodat wanneer men convergentie bereikt heeft voor Q/ω_p , men ook onmiddellijk de waarde van de onbekende β_{r2} heeft.

Punt 6 van algoritme c voert een controle uit om na te gaan of het nulpunt van de arbeidsfunctie wel in het opgegeven interval ligt. Aangezien de grenswaarden uit sectie 5.4. slechts voortvloeien uit een schatting kan het best zijn dat deze niet voldoen. Vaak is het nodig de onderste grenswaarde nog te verlagen, maar vooraleer dit te doen, bekijkt men best nog even het verloop van de functie. Het kan namelijk ook voorkomen dat het interval te breed is gekozen of dat er zelfs geen oplossing mogelijk is. Wanneer dit laatste voorkomt zal men de initieel gekozen parameters moeten herzien of de TR moeten verlagen. Bij een te hoge keuze van de TR kan het opgelegde rendement namelijk te groot uitvallen.

Bepaling van de Inlaathoeken

Eens via de vorige procedure de onbekenden Q/ω_p en β_{r2} gevonden zijn voor de gegeven parameters β_{t2} en β_{p2} , volgen de inlaathoeken van de elementen rechtstreeks uit de laatste drie vergelijkingen van het stelsel voor een stootvrij werkingspunt:

$$(53) \Rightarrow \tan(\beta_{p1}) = \tan(\beta_{r2}) - \frac{A}{Q/\omega_p} R_{p1} \quad (59)$$

$$(54) \Rightarrow \tan(\beta_{t1}) = \frac{A}{Q/\omega_p} \cdot (R_{p2} - R_{t1} \cdot SR) + \tan(\beta_{p2}) \quad (60)$$

$$(55) \Rightarrow \tan(\beta_{r1}) = \frac{A}{Q/\omega_p} \cdot R_{t2} \cdot SR + \tan(\beta_{t2}) \quad (61)$$

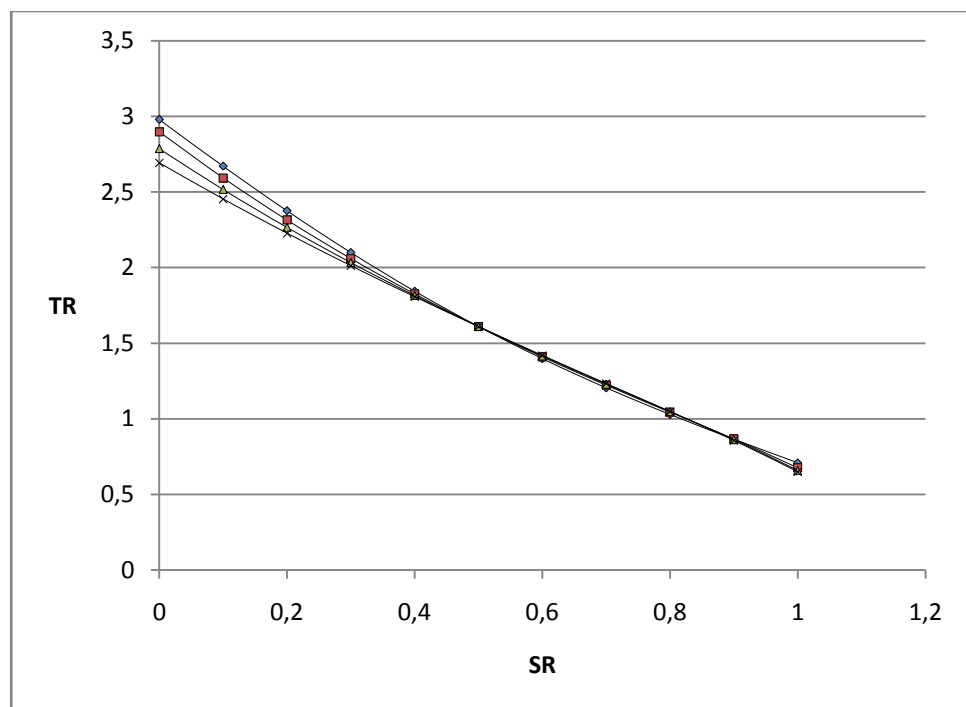
Indien men de formules (59), (60) en (61) definieert als respectievelijk $h_1(k,l)$, $h_2(k,m)$ en $h_3(k,n)$ met dezelfde k , l , m en n als in de vorige paragraaf, kan men het volgende algoritme d opstellen voor de bepaling van deze hoeken. Deze procedure is dus een vervolg van het algoritme c en zal in het werkelijke programma in MATLAB één geheel vormen.

Algoritme d

1. Bereken $\beta_{p1} = h_1(Q/\omega_p, \beta_{r2})$.
2. Bereken $\beta_{t1} = h_2(Q/\omega_p, \beta_{p2})$.
3. Bereken $\beta_{r1} = h_3(Q/\omega_p, \beta_{t2})$.

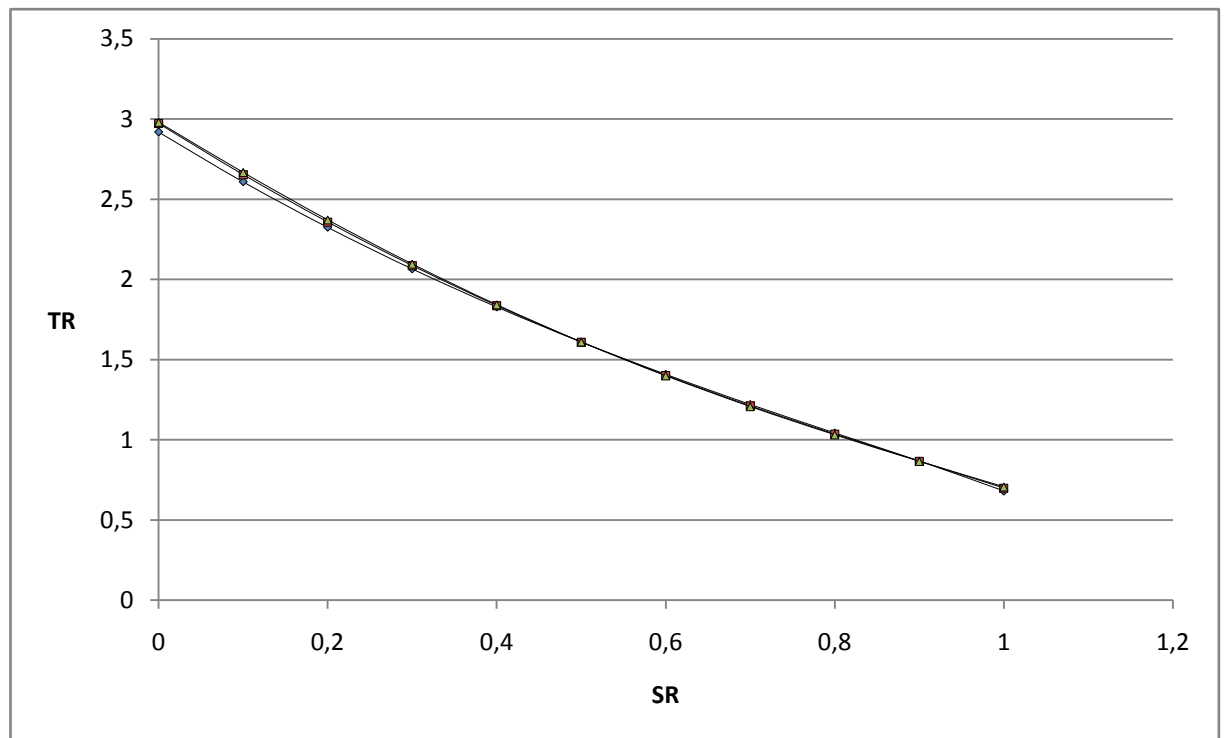
Invloed van de Hoeken β_{p2} en β_{t2} .

In deze paragraaf zal de invloed van de gekozen parameters β_{p2} en β_{t2} op de karakteristiek van de te ontwerpen koppelomvormer besproken worden. Men kiest weer een 13 inch koppelomvormer met in het designpunt een TR van 1,61 bij een SR van 0,5. De algoritmes c en d worden gebruikt voor de bepaling van de andere hoeken, waaruit dan de karakteristiek wordt afgeleid. Uit de resultaten, afgebeeld op figuur 21, vindt men dat een kleinere uitlaathoek van de pomp overeenkomt met hogere koppelverhoudingen en dus hogere rendementen. Dit betekent niet dat er altijd een zo hoog mogelijke uitlaathoek zal gekozen worden, aangezien de TR bij stall hier ook door beïnvloed wordt. Een hogere TR in het designpunt bij een lagere uitlaathoek van de pomp kan namelijk globaal een groter rendement opleveren voor een opgegeven TR bij stall.



Figuur 21: Invloed van de hoek β_{p2} ($\bullet$: -60° ; $\square$: -30° ; Δ : 0° ; $\times$: 30°) bij een constante β_{t2} van -65° .

Figuur 22 toont nu de variatie van de hoek β_{t2} voor dezelfde geometrie van de koppelomvormer en bij een constante uitlaathoek van de pomp van -65° . Hoewel moeilijk zichtbaar op de figuur zal nu de TR en het rendement toenemen bij stijgende β_{t2} , dus bij een minder negatieve uitlaathoek van de turbine. Het praktische maximum voor deze hoek bij de voorgaande keuze van β_{p2} en het designpunt is echter -50° . Ook voor andere keuzes zal het stelsel geen oplossing hebben bij te hoge uitlaathoeken van de turbine. Dit is te verklaren door het feit dat de grote tangentiële uitlaatsnelheid van de pomp in een trager draaiende turbine een sterk tangentiële inlaat induceert. Voor een stootvrije ingang zal dus de hoek sterk negatief moeten gekozen worden.



Figuur 22: Invloed van de hoek β_{t2} (Δ : -50° ; $\square$: -60° ; $\diamond$: -70°) bij een constante β_{t2} van -65° .

Bereik van de SR van het Designpunt

De voorgaande algoritmes maken het dus mogelijk een oplossing te vinden voor het ontwerpsprobleem bij een keuze van de parameters β_{t2} en β_{p2} , en bij een keuze van het designpunt. Aangezien dit designpunt zowel uit een SR als een TR bestaat, zijn er dus eigenlijk nog vier vrijheidsgraden over voor het opleggen van een TR bij stall en een optimalisatie van het rendement. De eenvoudigste en door de complexiteit van het probleem waarschijnlijk de enige methode om dit te bereiken is een iteratieve procedure waarbij men alle mogelijke waarden van de vrijheidsgraden afgaat en een optimale oplossing kiest. Hoewel dit een vrij omslachtige procedure lijkt te zijn, zal door het beperkte bereik van de vrijheidsgraden de rekentijd toch niet te groot worden. De twee hoeken hebben theoretisch een bereik van 180° , en praktisch eigenlijk slechts een domein van 140° . Bij een stap van 1° zal dus het aantal iteraties slechts beperkt zijn, zeker indien men rekening houdt met het feit dat in het grootste deel van dit bereik geen oplossing mogelijk zal zijn. Het domein van de SR

van het stootvrije punt ligt tussen 0,4 en 0,7. Ter controle worden de design-snelheidsverhoudingen van de opgegeven koppelomvormers uit bijlage B berekend. Een stootvrij werkingspunt moet voldoen aan de uitdrukkingen (53), (54) en (55). Doordat de geometrie en de hoeken nu gekend zijn, zijn er nog twee onbekenden over, namelijk de SR en de verhouding Q/ω_p . Slechts twee vergelijkingen zullen dus volstaan voor deze berekening, waarvan het resultaat hieronder is weergegeven:

koppelomvormer	SR in design(-)
13 inch	0,53
13,1 inch	0,68
13,3 inch	0,68
13,4 inch	0,53

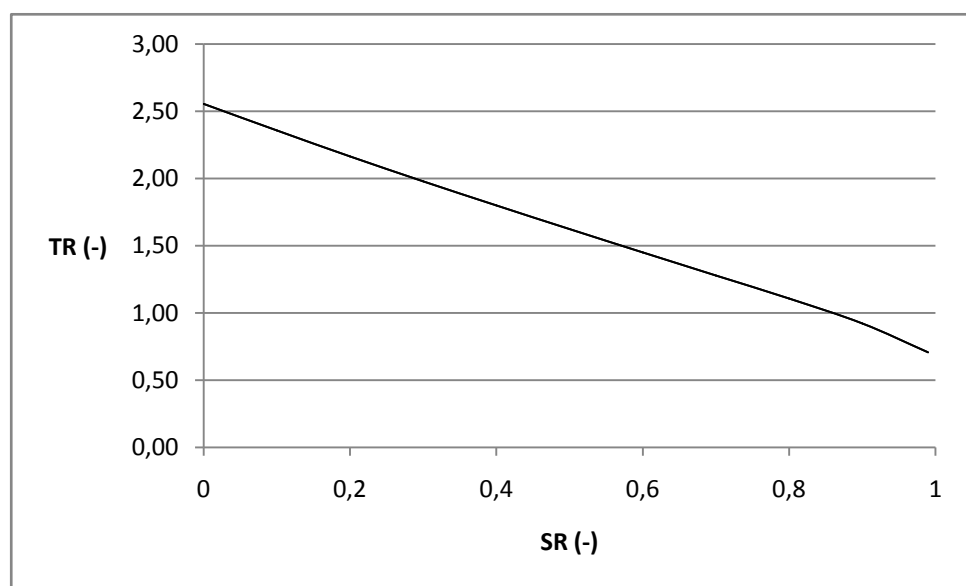
Het gekozen domein blijkt dus een goede schatting te zijn. Voor de laatste vrijheidsgraad, de TR, zal telkens de hoogst mogelijke waarde gekozen worden. Door het vrij lineaire verloop van de karakteristiek zal deze keuze het hoogst mogelijke globale rendement opleveren.

De Eéndimensionale Ontwerpsmethodiek

Door voor elke waarde van de SR van het stootvrije punt in het domein tussen 0,4 en 0,7 telkens de maximale TR te kiezen waarvoor nog een oplossing mogelijk is, wordt het rendement geoptimaliseerd. Voor elk van deze designpunten berekent men de karakteristieken bij verschillende waarden van de parameters β_{t2} en β_{p2} , en kiest men de karakteristiek die de opgegeven TR bij stall van 2,55 het best benadert. Eigenlijk berekent men via deze methode alle mogelijk koppelomvormers voor een gegeven geometrie met een optimaal rendement bij verschillende stall-koppelverhoudingen. Indien men in de toekomst andere koppelomvormers met dezelfde nominale diameter zou willen ontwerpen hoeft men dus enkel deze lijsten te raadplegen. In bijlage C wordt een dergelijke lijst meegegeven voor een 13 inch koppelomvormer met een geometrie berekend zoals in sectie 5.2. Deze lijst geeft enkel een voorbeeld van de mogelijke koppelomvormers wanneer men als SR van het designpunt 0,6 zou kiezen. Wanneer men voor deze snelheidsverhouding nu de TR verhoogt totdat er geen oplossing meer mogelijk is komt men aan 1,45. Men ziet duidelijk dat er slechts weinig mogelijke koppelomvormers overblijven. Men zou theoretisch nog extremere hoeken kunnen kiezen voor de parameters maar praktisch legt men de grenzen op -70° en 70° . Merk ook op dat het bereik van de TR bij stall bij geoptimaliseerd rendement slechts beperkt is. Ook indien men een andere SR voor het designpunt kiest zal dit het geval zijn. Dit betekent dat de TR bij stall voor een optimaal rendement grotendeels bepaald wordt door de grootte van de koppelomvormer. Het was dus zinvol om in sectie 5.2. de nominale diameter te schatten aan de hand van de TR bij stall.

Indien men nu ook de SR zou laten variëren tussen 0,4 en 0,7 en een koppelomvormerkarakteristiek kiest met een TR bij stall van 2,55 met optimaal rendement dan vindt men onderstaande ééndimensionale in- en uitlaathoeken. De karakteristiek is de vet gedrukte uit de lijst in bijlage C, en wordt in figuur 23 grafisch voorgesteld.

β_{p1}	-41°
β_{p2}	24°
β_{t1}	70°
β_{t2}	-70°
β_{r1}	-31°
β_{r2}	70°



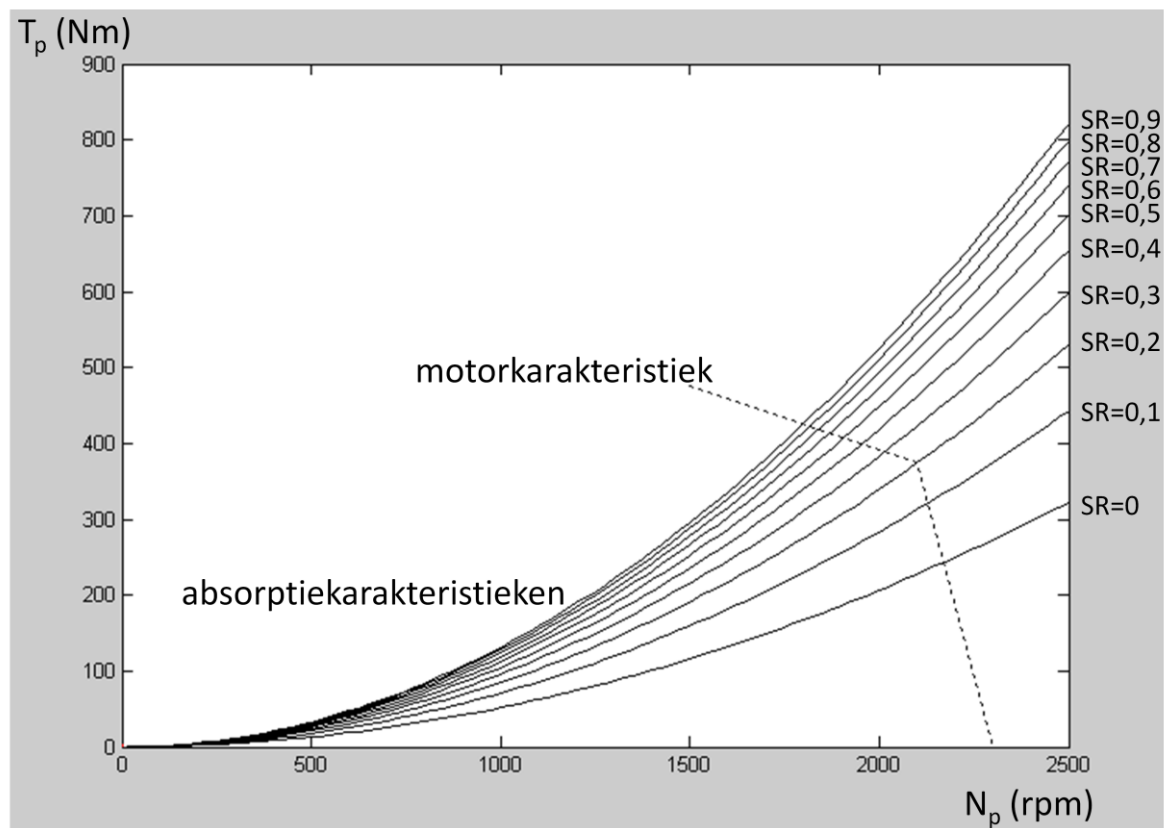
Figuur 23: De karakteristiek van de 13 inch koppelvormer met een TR bij stall van 2,55 en een geoptimaliseerd rendement.

Een lijst van de eigenschappen van deze koppelvormer wordt opgenomen in bijlage D. Er moet nog opgemerkt worden dat de omzwelingen in de elementen van dit ééndimensionaal ontwerp groter zijn dan deze van de bestaande koppelvormers uit bijlage B. Dit impliceert dat de secundaire verliezen en dus de wrijvingscoëfficiënt groter kan zijn dan 0,378. Dit zou in werkelijkheid het rendement kunnen doen dalen en de karakteristiek vervormen. Theoretisch is het rendement in het designpunt 87%, dit is 8% hoger dan een bestaande koppelvormer van de Dana Corporation met dezelfde TR bij stall.

5.6. De absorptiekarakteristieken

Voorgaande ééndimensionale ontwerpmethodiek is eigenlijk enkel gebaseerd op de karakteristiek TR i.f.v. SR. Men weet niets over de absolute hoeksnelheden en koppels op de verschillende elementen wanneer men deze machine zou verbinden met een motor. Vooraleer verder te gaan naar een driedimensionaal ontwerp is het dus belangrijk even de

absorptiekaracteristieken te controleren. In sectie 5.3. werd aangetoond dat de koppelcapaciteit van de pomp enkel afhangt van de geometrie van de torussectie, de in- en uitlaathoeken en de verhouding Q/ω_p . Per werkingpunt wordt in het algoritme c ook deze verhouding berekend zodat men via de formule voor de koppelcapaciteit uit sectie 5.3. K_p kan berekenen. Via deze K_p worden dan de absorptiekaracteristieken per werkingpunt berekend, die afgebeeld zijn in figuur 24 samen met een typische motorkarakteristiek voor een off-road toepassing [9]. Men besluit dat het systeem koppelomvormer en motor voor alle werkingpunten statisch stabiel zal zijn. De dynamische stabiliteit moet experimenteel geverifieerd worden of via dynamische modellen.



Figuur 24: Motorkarakteristiek en Absorptiekaracteristieken van het ééndimensionaal ontwerp.

5.7.Conclusie

In dit hoofdstuk werd een ééndimensionale ontwerpsmethodiek voorgesteld voor hydraulische koppelomvormers. Men mag besluiten dat de resultaten vrij goed zullen overeenkomen met een werkelijke uitvoering aangezien voor de bepaling van de parameters van het model, d.i. de wrijvingscoëfficiënt en de stootverliescoëfficiënt, beroep werd gedaan op experimentele data van bestaande koppelomvormers. Als nevenresultaat van deze methodiek heeft men eigenlijk de in- en uitlaathoeken van alle koppelomvormers met eenzelfde torussectie bij een geoptimaliseerd rendement voor verschillende TR's bij stall. In het volgende zal bij wijze van voorbeeld één ééndimensionaal ontwerp, namelijk de 13 inch koppelomvormer uit bijlage D, uitgebreid worden naar drie dimensies.

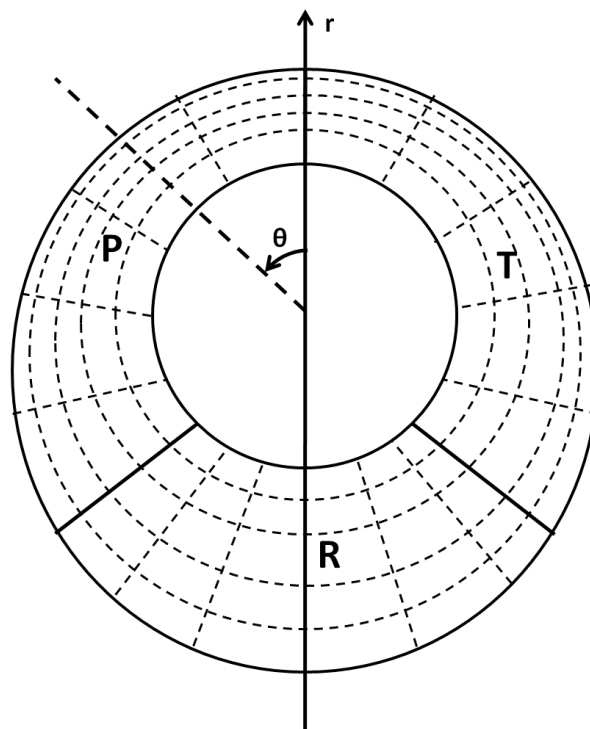
Hoofstuk 6: Driedimensionaal Ontwerp

6.1. Inleiding

Uit het ééndimensionaal ontwerp van hoofdstuk 5, moet nu een driedimensionale geometrie berekend worden. Bij wijze van voorbeeld wordt verder gewerkt met de 13 inch koppelomvormer uit bijlage D. Hiervoor zal men een verloop van de aanvals- en vluchtboordhoeken moeten kiezen over de hoogte van de schoepen. Daarnaast zal ook een verloop van de omzwenking over de lengte, dus in de stromingsrichting, moeten gekozen worden. Uit een verdeling van de richtingshoeken in functie van de hoogte en de lengte zal aldus een driedimensionale bladvorm geconstrueerd kunnen worden via de methode van Kaplan, d.i. een conforme afbeelding van stroomlijnen langs de schoep op een vlak.

6.2. De Kaplan Methode

Alvorens verder in te gaan op de verdeling van de richtingshoeken over de bladen is het nuttig eerst de Kaplan methode te bekijken [8]. Deze methode is eigenlijk een constructiemethode voor driedimensionele bladen. Zij is een conforme afbeelding tussen fictieve stroomlijnen in een vlak naar de werkelijke stroomlijn in de machine. In figuur 25 toont men een mogelijke verdeling van de torussectie.



Figuur 25: Het rooster van de Kaplan Methode.

De cirkelvormige stippellijnen stellen stroomlijnen voor die geprojecteerd zijn rond de rotatieas van de machine in een vlak. Volgens de hoogte worden de kanalen verdeeld in stroombuizen met eenzelfde doorstroomoppervlak op een gelijkaardige manier als de constructie van de shell en de core uit sectie 5.4.:

$$r_i = \sqrt{r_d^2 + \frac{opp}{\pi} \cdot \cos(\theta)} \quad (62)$$

$$x_i = -(r_i - r_d) \cdot \tan(\theta) \quad (63)$$

$$\text{met } opp = i \cdot \frac{A}{2 \cdot N}, i = -N \dots +N$$

Formules (62) en (63) geven voor elke hoek θ een punt van de projectie van de stroomlijn i in het xy-vlak van figuur 25. r_d wordt gedefinieerd zoals in formule (46). Met elke keuze van i komt dus een andere stroomlijn overeen. Merk op dat de stroomlijnen aan respectievelijk de core en de shell overeenstemmen met de stroomlijnen $-N$ en $+N$.

Elk element komt overeen met een bepaald interval van de hoek θ . Door dit interval in gelijke stukken te verdelen heeft men dus ook een verdeling van de stroomlijn volgens de lengte van de kanalen. Op deze manier verdeelt men de torussectie uit figuur 25 in een rooster.

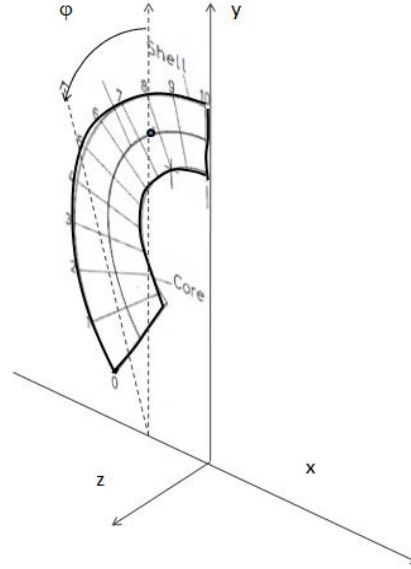
De Kaplan methode houdt nu het volgende in. Eerst kiest men een stroomlijn uit figuur 25 in een bepaald element, die in de lengte verdeeld is in stukjes. De lengte of beter de hoek θ van deze stroomlijn wordt in een grafiek uitgezet volgens de x-as. De y-as van deze grafiek stelt nu de verschuiving in de tangentiële richting voor of beter de rotatiehoek tussen het vlak van de projectie (figuur 25) en de werkelijke positie van dit punt. Deze hoek wordt gedefinieerd als φ zoals aangeduid op figuur 26. Deze wordt positief gerekend in de rotatierichting van de pomp. Indien men nu een stroomlijn in deze grafiek kan tekenen is de afbeelding naar de werkelijke stroomlijn eenvoudig. Hieronder worden de formules voor de conforme afbeelding van de grafiek naar de werkelijke stroomlijn in een cartesiaans stelsel weergegeven voor de stroomlijn met index i :

Voor $i = -N \dots +N$:

$$opp = i \cdot \frac{A}{2 \cdot N}$$

$$r = \sqrt{r_d^2 + \frac{opp}{\pi} \cdot \cos(\theta)} \text{ met } r_d \text{ uit (46)} \quad (64)$$

$$\begin{cases} x = -(r - r_d) \cdot \tan(\theta) \\ y = r \cdot \cos(\varphi) \\ z = r \cdot \sin(\varphi) \end{cases} \quad (65)$$

Figuur 26: Definitie van de hoek φ .

Het probleem van de bepaling van de driedimensionale structuur van de beblading is nu herleid tot het tekenen van een aantal stroomlijnen per element in een tweedimensionale grafiek. Bij wijze van voorbeeld zal de stroomlijn op het designpad van de pomp geconstrueerd worden met een lineaire verdeling van de omzwenking. De pomp komt overeen met het interval $\Delta\theta$ dat in N stukken wordt verdeeld en heeft een totale omzwenking $\Delta\beta$. Men zal nu de coördinaten θ_i en φ_i van het punt i op de stroomlijn als volgt bepalen:

$$\begin{cases} \beta_0 = \beta_{p1} \\ \varphi_0 = 0 \\ \theta_0 = \pi - 1 \end{cases} \quad (66)$$

Voor $i = 1 \dots N - 1$

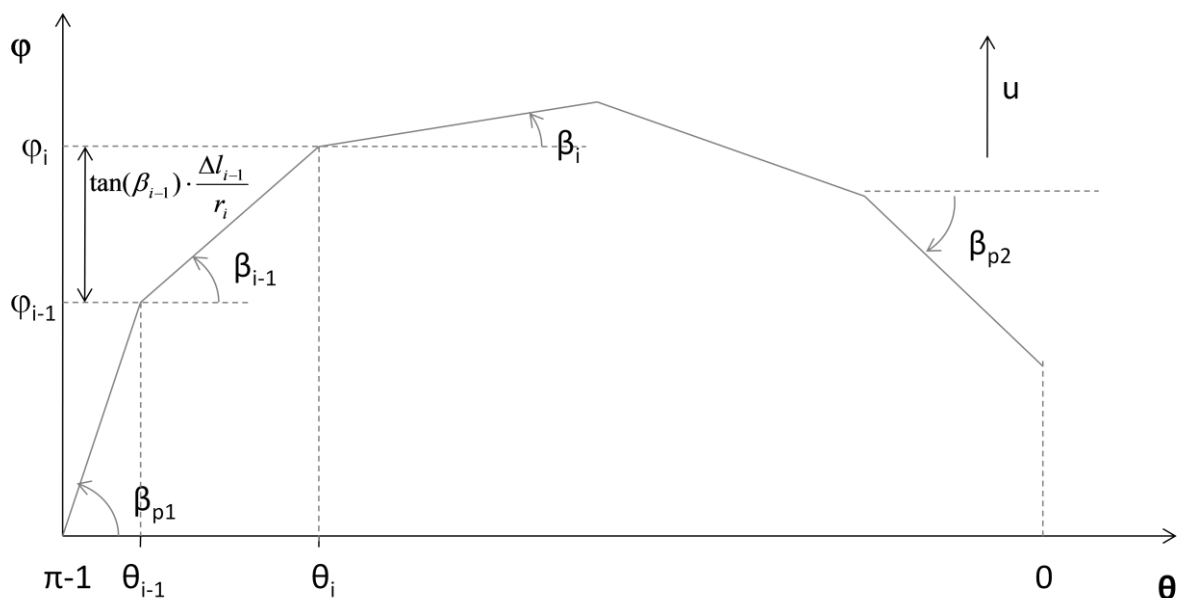
$$\begin{cases} \beta_i = \beta_0 + i \cdot \frac{\Delta\beta}{N-1} \\ \varphi_i = \varphi_{i-1} + \tan(\beta_{i-1}) \cdot \frac{\Delta l_{i-1}}{r_i} \text{ met } \Delta l_{i-1} = \sqrt{(x_i - x_{i-1})^2 + (r_i - r_{i-1})^2} \\ \theta_i = \theta_0 + i \cdot \frac{\Delta\theta}{N} \end{cases} \quad (67)$$

$$\begin{cases} \beta_N = \beta_{N-1} = \beta_{p2} \\ \varphi_N = \varphi_{N-1} + \tan(\beta_{N-1}) \cdot \frac{\Delta l_{N-1}}{r_N} \\ \theta_N = 0 \end{cases} \quad (68)$$

Het aanvalspunt van de stroomlijn legt men in het projectievlak of het xy-vlak door de hoek φ op nul te stellen. De hoek φ van het volgende punt wordt berekend door telkens de tangentiële uitwijking, opgelegd door de hoek β van het vorige punt, te delen door de straal van het gezochte punt. Deze tangentiële uitwijking loodrecht op de stroomlijn is gelijk aan de tangens van de richtingshoek van het vorige punt vermenigvuldigd met de lengte die men in de radiale en axiale richting langs de stroomlijn aflegt om het volgende punt te bereiken. Deze lengte wordt benaderd door het lijnstuk in het xy-vlak van figuur 25 die de twee opeenvolgende punten verbindt, terwijl men eigenlijk een soort ellipsboog moet nemen. Hoe groter het aantal gekozen punten hoe nauwkeuriger deze benadering zal zijn.

Men kan natuurlijk ook een andere verdeling van de hoeken β kiezen, zolang de totale omzwenking maar dezelfde is. Merk op dat het voorlaatste punt langs de lengte reeds de uitlaathoek als richtingshoek β krijgt om er voor te zorgen dat het laatste lijnstuk dat de stroomlijn beschrijft de richting van de uitlaathoek heeft.

Hoewel men via de methode van Kaplan realistische vormen voor de schoepen kan vinden, moet men onthouden dat de uitgangspunten van deze methode eigenlijk niet correct zijn. Voor deze methode veronderstelt men namelijk dat de stroomlijnen liggen zoals afgebeeld op figuur 25. In werkelijkheid zullen er zich echter secundaire stromingen en terugstromingen voordoen zodat de stroomlijnen een totaal andere structuur zullen krijgen. Deze methode moet dus meer als een constructietechniek beschouwd worden en minder als een projectie van stroomlijnen. Ter verduidelijking toont figuur 27 een mogelijke grafiek van de Kaplan methode.



Figuur 27: De Kaplan methode.

Merk op dat via de formules (66), (67) en (68) de aanvalsboord van elk element in het xy-vlak blijft liggen. Dit is natuurlijk niet noodzakelijk en zal waarschijnlijk niet de optimale oplossing geven indien de belasting van de schoepen door de centrifugaalkracht in aanmerking wordt genomen. Men stelt dus voor dat wanneer de verschillende stroomlijnen berekend zijn via de Kaplan methode men voor elke stroomlijn een omwenteling rond de rotatieas uitvoert over een hoek die het omgekeerde teken heeft van het gemiddelde van alle hoeken ϕ van de gekozen punten langs de stroomlijn. Bijgevolg zullen de zwaartepunten van alle stroomlijnen in het xy-vlak liggen zodat men een betere verdeling heeft van de trekkrachten veroorzaakt door de centrifugaalkracht op de schoep.

6.3.De Aanvals- en Vluchtboord

In het vorige hoofdstuk zijn de in- en uitlaathoeken van de verschillende elementen langs het designpad afgeleid. Nu moet men de variatie van deze hoeken bepalen over de hoogte van de aanvals- en vluchtboord. Indien de arbeidsberekeningen uit de ééndimensionale analyse moeten overeenkomen met de werkelijk overgedragen arbeid zou men in principe voor een vrijwervelverloop moeten kiezen [8]. Dit zal dus een eerste keuze zijn, maar later zal blijken dat op deze manier de kromming van de bladen te groot wordt om de stroming op een goede manier te geleiden.

Vrijwervelschoepen

Het is duidelijk dat de Kaplan methode slechts kan toegepast worden indien men de in- en uitlaathoek van elke stroomlijn i van een element kent. Deze moeten gekozen worden en om de berekeningen uit de ééndimensionale analyse te laten overeenstemmen met de werkelijke resultaten, moet men er voor zorgen dat elke stroombuis, zoals bepaald in sectie 6.2, eenzelfde arbeid overdraagt op de stroming. Aangezien de stroombuizen dezelfde doorstroomsecties hebben, moet men er enkel nog voor zorgen dat het impulsmoment aan de in- en uitlaat dezelfde is. Deze vrijwervelschoepen moeten dus aan de volgende voorwaarde voldoen aan de in- en uitlaat [8]:

$$r \cdot v_u = c^{te} \quad (69)$$

Indien men eerst deze constante bepaalt op het designpad door gebruik te maken van formules (46) en (25) kan men na bepaling van de straal van de beschouwde stroomlijn uit (64) de nodige absolute tangentiële snelheid op deze plaats vinden. Via formule (25) vindt men dan de in- of uitlaathoek op deze positie.

Als voorbeeld toont onderstaande tabel de verdeling van de richtingshoek over de aanvals- en vluchtboord van de pomp indien men deze construeert als vrijwervelschoep.

De pompbeblading als vrijwervelschoep						
R_{p1} (m)	β_{p1} (°)	R_{p2} (m)	β_{p2} (°)	$\beta_{p2}-\beta_{p1}$ (°)	φ_{p1} (°)	φ_{p2} (°)
0,105	-45	0,145	-25	20	0	-24
0,103	-42	0,147	-30	12	0	-29
0,101	-40	0,149	-34	5	0	-34
0,100	-37	0,151	-38	-2	0	-40
0,098	-34	0,153	-42	-8	0	-44
0,096	-30	0,155	-45	-15	0	-47
0,094	-26	0,157	-48	-22	0	-49
0,093	-21	0,159	-50	-29	0	-48
0,091	-17	0,161	-52	-36	0	-45
0,089	-11	0,163	-54	-43	0	-41
0,087	-5	0,165	-56	-51	0	-36

Men ziet dat hoe dichter de stroomlijn bij de shell ligt, als men dus stijgt in de tabel, hoe groter het verschil tussen de stralen aan de in- en uitlaat wordt en dus hoe groter het verschil in loopsnelheden wordt. In figuur 25 ziet men duidelijk hoe dit komt. Door deze grote variatie in loopsnelheden voor de verschillende stroomlijnen zal de omzwenking ook enorm verschillen indien voor een vrijwervelschoep gekozen wordt. Indien men deze hoeken nu zou gebruiken in de Kaplan methode dan zal voor een aanvalsboord in het xy-vlak, de vluchtboord een sterke knik vertonen zoals af te leiden is uit de laatste kolom van de bovenstaande tabel. Een verschil in de grootte van de richtingshoeken zorgt er immers voor dat de tangentiële uitwijking per stap in de Kaplan methode ook zal verschillen, en dat bij het volledig doorlopen van de stroomlijn de rotatiehoek φ sterk kan verschillen.

Variatie van de Richtingshoek over de Hoogte

Het lijkt dus beter om af te stappen van het vrijwervelontwerp. Hiervoor wordt eerst even gekeken naar de werkelijke uitvoering van de beblading van een koppelvormer van de Dana Corporation uit bijlage E. Hieruit is duidelijk dat men enkel aan de core en de shell de stroomlijnen bepaalt en dat de schoep gevormd wordt door deze stroomlijnen te verbinden met rechten. Indien men de in- en uitlaathoeken aan de core en de shell vergelijkt, merkt men vooral een variatie over de inlaat en minder over de uitlaat. Men ziet ook aan de omzwenkingen aan de core en de shell van de verschillende componenten dat er geen sprake is van een vrijwerveldesign. Dit is het duidelijkst voor de turbine waarbij de absolute waarde van de omzwenking voor een vrijwerveldesign zou moeten afnemen van core naar shell, terwijl dit duidelijk anders is voor de gegeven schoepen uit bijlage E. De pomp en stator daarentegen neigen wel meer naar vrijwervelschoepen. Indien men nu enkel voor de pomp en de stator voor een vrijwervelschoep zou opteren, induceert men eigenlijk stootverliezen in de stroming in het designpunt. Daarbij komt nog de knik in de vrijwervelschoep zoals aangetoond in de vorige paragraaf. Dit betekent dus dat het weinig nut zal hebben om nog een vrijwervelachtig ontwerp voorop te stellen en voor de eenvoud zullen de inlaat- en uitlaathoek aan de shell en de core gelijk genomen worden aan de hoeken op het designpad. Hierdoor induceert men echter ook stoten waarvan de verliezen moeten begroot worden via

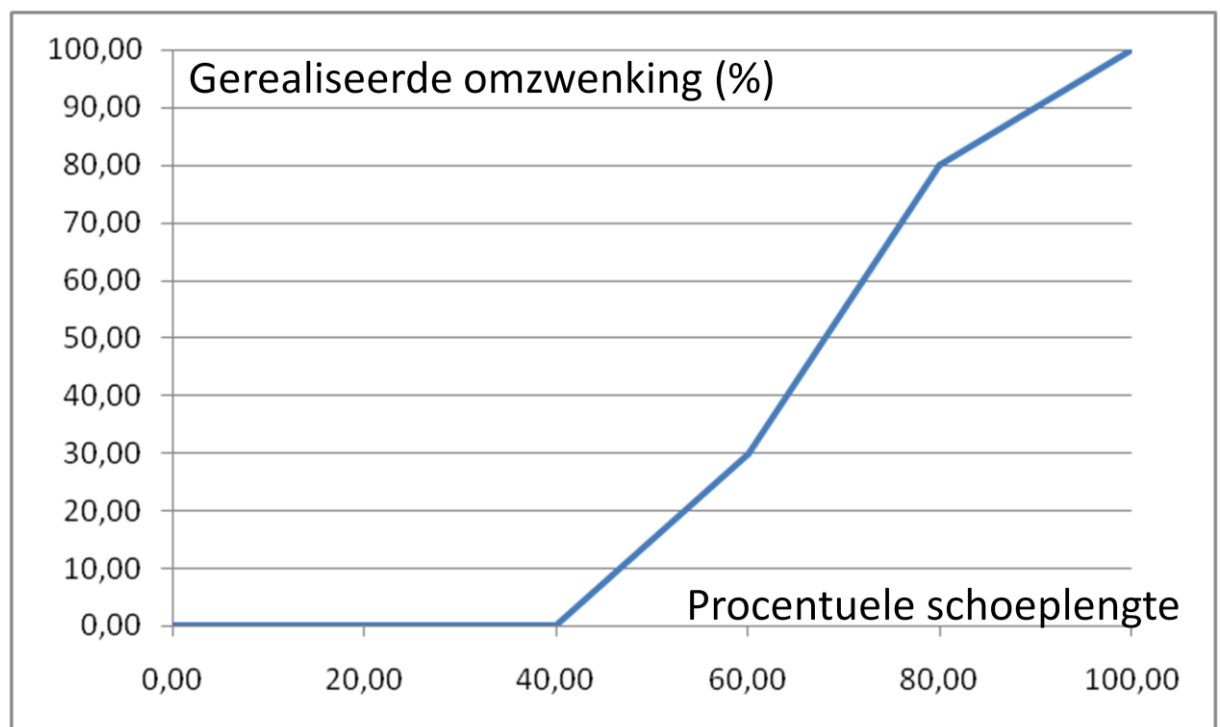
computersimulaties of experimenten. Merk op dat het eigenlijk onmogelijk is om stootvrije schoepen te creëren door de vele secundaire stromingen, eigen aan de koppelmvormer.

Als laatste moet nog opgemerkt worden dat wanneer men de shellstroomlijn met die aan de core verbindt via rechten, dat dit problemen kan veroorzaken aan de aanvals- en vluchtboorden. De aanvalsboord van de pomp en de vluchtboord van de turbine kunnen namelijk in het torusgedeelte van de stator liggen. Men moet dus in werkelijke ontwerpen ofwel een voldoende grote zone tussen de elementen laten ofwel de voorgenoemde boorden hol uitvoeren zodat de verschillende elementen elkaar niet hinderen.

6.4. De Buiging van de Schoepen

Zoals afgesproken in de vorige sectie zullen dus enkel de stroomlijnen aan de shell en de core bepaald worden en deze verbonden worden via rechten. De inlaat- en uitlaathoeken aan de core en de shell worden gelijk gekozen als deze op het designpad. Het enige dat nu nog moet bepaald worden is de verdeling van de omzwenking over de lengte van de schoepen. Weerom zullen eerst bestaande uitvoeringen bestudeerd worden om een goede keuze hieromtrent te verzekeren.

Uit de richtingshoeken langs de lengte van de pomp vindt men dat voor de eerste 40% van de schoep de richtingshoek ongeveer constant blijft. De volgende 20% van de schoeplengte neemt ongeveer 30% van de omzwenking voor zijn rekening, terwijl de laatste twee vijfde delen respectievelijk 50% en 20% van de omzwenking bevatten. In figuur 28 wordt deze verdeling van de omzwenking grafisch voorgesteld in functie van de procentuele schoeplengte.



Figuur 28: Verdeling van de omzwenking van de pomp volgens de schoeplengte.

Indien men voor het eerste punt van de stroomlijn, namelijk aan de aanvalsboord, de inlaathoek van de pomp kiest, hoeft men voor elk punt dat hierna volgt een percent van de omzwenking, dat men uit deze grafiek haalt, op te tellen. Door een groter aantal punten te kiezen en door het verloop van deze grafiek meer vloeiend te maken kan men een gladde vorm voor de schoep vinden. Ook de gebruikelijke verdelingen van de omzwenkingen van de stator en turbine werden onderzocht en zijn opgenomen in bijlage F.

6.5.Driedimensionale Ontwerpsmethodiek

In deze sectie zal een algoritme voorgesteld worden die een driedimensionaal ontwerp van de schoepen verschaft. De dikte van deze schoepen wordt verwaarloosd, maar indien men een dikte wenst in te stellen hoeft men eigenlijk enkel de doorstroomsectie uit het ééndimensionale ontwerp van hoofdstuk 5 aan te passen. Verder blijft dit algoritme ongewijzigd. In het algoritme e zullen de in- en uitlaathoeken gelijk zijn aan deze berekend voor het designpad maar deze mogen eventueel nog verschillend worden gekozen. Een andere input van dit algoritme is de verdeling van de omzwenking, zoals bijvoorbeeld uit figuur 28. Bij wijze van voorbeeld wordt het algoritme e opgesteld voor de pomp:

Algoritme e

1. Kies een $Beta_p_1_shell$ en een $Beta_p_1_core$, bijvoorbeeld gelijk aan β_{p1} op het designpad aan de inlaat van de pomp ($\theta_{inlaat,pomp}$).
2. Kies een $Beta_p_2_shell$ en een $Beta_p_2_core$, bijvoorbeeld gelijk aan β_{p2} op het designpad aan de uitlaat van de pomp ($\theta_{uitlaat,pomp}$).
3. Kies het aantal verdelingen in de lengte: $aantal$.
4. Initialisatie:
 - $Beta_shell_0 = Beta_p_1_shell$.
 - $Beta_core_0 = Beta_p_1_core$.
 - $theta_0 = \theta_{inlaat,pomp}$
 - $phi_shell_0 = 0$
 - $phi_shell_0 = 0$
 - $\Delta theta = \theta_{uitlaat,pomp} - \theta_{inlaat,pomp}$
 - Stel een grafiek op voor de verdeling van de buiging: $g(x)$
5. Ga de volgende lus af voor i van 1 tot $aantal$:
 - $theta_i = theta_0 + i \cdot \Delta theta / aantal$
 - $(x_shell_i, r_shell_i) = f(A/2, theta_i)$
 - $(x_core_i, r_core_i) = f(-A/2, theta_i)$
 - $Beta_shell_i = Beta_shell_0 + g(i / (aantal-1))$
 - $Beta_core_i = Beta_core_0 + g(i / (aantal-1))$
 - $lengte_shell_i = ((x_shell_i - x_shell_{i-1})^2 + (r_shell_i - r_shell_{i-1})^2)^{1/2}$
 - $lengte_core_i = ((x_core_i - x_core_{i-1})^2 + (r_core_i - r_core_{i-1})^2)^{1/2}$

- $\phi_{shell_i} = \phi_{shell_{i-1}} + \frac{length_{shell_i} \cdot \tan(\beta_{shell_{i-1}})}{r_{shell_i}}$
 - $\phi_{core_i} = \phi_{core_{i-1}} + \frac{length_{core_i} \cdot \tan(\beta_{core_{i-1}})}{r_{core_i}}$
6. Eerst de positie van de zwaartepunten berekenen:
 - Stel $\phi_{shell_{gem}}$ gelijk aan het gemiddelde van alle hoeken ϕ_{shell_i} , voor $i=0 \dots aantal$.
 - Stel $\phi_{core_{gem}}$ gelijk aan het gemiddelde van alle hoeken ϕ_{core_i} , voor $i=0 \dots aantal$.
 7. Nu de zwaartepunten boven elkaar leggen. Ga de volgende lus af voor i van 0 tot $aantal$:
 - $\phi_{shell_i} = \phi_{shell_i} - \phi_{shell_{gem}}$
 - $\phi_{core_i} = \phi_{core_i} - \phi_{core_{gem}}$
 8. De coördinaten van de punten op de shell, voor $i=0 \dots aantal$:
 - x_{shell_i}
 - $y_{shell_i} = r_{shell_i} \cdot \cos(\phi_{shell_i})$
 - $z_{shell_i} = r_{shell_i} \cdot \sin(\phi_{shell_i})$
 9. De coördinaten van de punten op de core, voor $i=0 \dots aantal$:
 - x_{core_i}
 - $y_{core_i} = r_{core_i} \cdot \cos(\phi_{core_i})$
 - $z_{core_i} = r_{core_i} \cdot \sin(\phi_{core_i})$
 10. Het blad wordt nu beschreven door de overeenkomstige punten aan de shell en de core met rechten te verbinden.

In het algoritme e wordt er een vectorfunctie $g(k,l)$ gedefinieerd, die een oplossing (m,n) genereert. De functiewaarde m geeft de x-coördinaat en de waarde n de straal van een punt, waarvan de ligging bepaald wordt door de argumenten k en l . De twee functies die deze vectorfunctie bevat zijn de formules (64) en (65), terwijl de argumenten k en l respectievelijk overeenstemmen met de variabelen opp en θ uit deze formules. De tweede functie uit het algoritme is $g(x)$, die de gerealiseerde omzwenking verschaft in functie van de procentuele lengte, zoals voorgesteld in figuur 28. Merk op dat het voorlaatste punt in het algoritme reeds een argument van 100% voor de functie $g(x)$ oplevert. Dit is nodig omdat men enkel in dit voorlaatste punt nog een omzwenking kan realiseren, het laatste punt is enkel een eindpunt.

Het algoritme levert dus de coördinaten van enkele punten aan de shell en de core, welke de bladvorm beschrijven. Let op dat men de aanvalsboord of de vluchtboord eventueel nog moet aanpassen zodat de verschillende elementen elkaar niet hinderen.

Voor het voorbeeld van een ééndimensionaal ontwerp uit bijlage D werden de driedimensionale schoepen voor alle elementen berekend. De resultaten zijn opgenomen in bijlage G.

Hoofstuk 7: Controle via Computational Fluid Dynamics

7.1. Inleiding

In dit voorlaatste hoofdstuk zullen de ééndimensionale berekeningen geverifieerd worden met Fluent, een computational fluid dynamics programma. Hiervoor wordt gebruik gemaakt van het driedimensionale ontwerp van de 13 inch koppelomvormer uit bijlage G. Wegens de complexiteit van de stroming is een simulatie van de drie elementen samen niet gelukt en zullen we elk element dus apart moeten behandelen. Voor elk element wordt telkens één kanaal beschouwd, begrensd door twee schoepen, terwijl de in- en uitlaatcondities uit de ééndimensionale analyse worden gehaald. Bijgevolg wordt het mogelijk de verliezen uit de ééndimensionale analyse te controleren en de secundaire stromingen te analyseren. Enkel de twee belangrijkste werkingspunten worden beschouwd: het stall-punt en het designpunt.

7.2. Het Model

In deze paragraaf wordt een bondig overzicht gegeven van het model dat voor de simulaties gebruikt zal worden. Het Fluent programma is gebaseerd op de eindige elementen methode. Door een bepaald volume op te delen in vele elementen en de behoudsvergelijkingen per element uit te drukken, zal bij een voldoende fijne keuze van het grid de oplossing vrij nauwkeurig de werkelijke stroming benaderen. Voor een numerieke uitwerking zullen deze vergelijkingen moeten gediscretiseerd worden, die afhankelijk van de orde van de discretisatie dus meer of minder nauwkeurig de werkelijke vergelijkingen zullen benaderen. Voor de simulatie van de koppelomvormer zal geopteerd worden voor 5 vergelijkingen, namelijk het massabehoud, de impulsvergelijkingen in de drie richtingen van het cartesiaans assenstelsel en nog twee vergelijkingen afkomstig van het turbulentiemodel. Merk op dat de energievergelijking buiten beschouwing wordt gelaten aangezien deze vergelijking de convergentie zal bemoeilijken en meer rekentijd zal vragen, terwijl de kennis van het temperatuurverloop en van de inwendige energieverdeling weinig nuttig is. In deze simulatie staan enkel de snelheden, de drukken en dus de krachtoverbrenging centraal. Verder zal het turbulentiemodel, de discretisatie van de vergelijkingen en de oplossingmethode besproken worden, gebaseerd op het werk [13].

Het k- ϵ Model

Indien de stroming turbulent is zal men voor de simulatie van deze stroming de vergelijkingen uitmiddelen in de tijd. De uitgemiddelde continuïteitsvergelijking samen met de RANS vergelijkingen (Reynolds-averaged Navier-Stokes) maken een convergentie van het probleem gemakkelijker, maar verwaarlozen de turbulentie. Om dit toch in rekening te brengen zullen er vergelijkingen moeten worden toegevoegd. In dit werk zal geopteerd worden voor de twee extra transportvergelijkingen uit het k- ϵ model. Door van de ogenblikkelijke Navier-Stokes vergelijkingen de uitgemiddelde af te trekken, vindt men transportvergelijkingen voor de

turbulente snelheden. Door elk van deze vergelijkingen te vermenigvuldigen met de turbulente snelheden en samen te tellen, verkrijgt men een transportvergelijking voor de turbulente kinetische energie k . Voor de dissipatiesnelheid van de turbulente kinetische energie ε kan men een gelijkaardige vergelijking afleiden. Het k - ε model bestaat dus uit twee transportvergelijkingen met convectietermen, druktermen, viskeuze- en Reynoldsschuifspanningstermen, en dissipatie- en productietermen. Door deze vergelijkingen op te nemen in het eindige elementen model, verkrijgt men aldus een vrij eenvoudige beschrijving van de turbulentie waarvan de waarde voor vele industriële applicaties bewezen is. In het vervolg zal gebruik gemaakt worden van dit Standaard k - ε model. Bij de toepassing van dit model moeten de waarden van k en ε nu wel opgelegd worden aan de in- en uitlaat, zodat een schatting noodzakelijk wordt.

Het voorgaande is uiteraard slechts van toepassing op de hoofdstroming. Indien men dit model ook betrouwbare resultaten aan de wanden van de kanalen wil laten leveren, moet er eerst even dieper ingegaan worden op de stroming in die regio. Het Reynoldsgetal, die een maat is voor de verhouding van de inertiekrachten op de viskeuze krachten, is evenredig met een lengteschaal eigen aan de stroming. Voor de stroming dicht bij de wand, lijkt de afstand tot die wand dus een goede lengteschaal. Men kan begrijpen dat door deze afstand klein te nemen het Reynoldsgetal gelijk kan worden aan 1. Indien men de wand nu nog meer nadert, is het duidelijk dat de viskeuze krachten in deze zone het overwicht zullen hebben zodat men kan spreken van een viskeuze sublaag. In dit gedeelte van de grenslaag wordt de schuifspanning gelijk gesteld aan de schuifspanning aan de wand zodat de snelheid lineair toeneemt met de afstand tot de wand. Hierdoor spreekt men ook soms van de lineaire sublaag. Merk op dat door de kleine lengteschaal de turbulente effecten in deze laag geen invloed hebben. In de praktijk is het dan ook belangrijk dat men de cellen van het grid, die tegen de wanden liggen, niet volledig binnen deze sublaag legt. De toepassing van de transportvergelijkingen uit het k - ε model zouden in deze cellen namelijk tot foutieve resultaten leiden.

Indien men vanaf de bufferlaag ($Re=1$) zich verder van de wand verwijdt, nemen de inertiekrachten en de turbulente effecten in belang toe. Via een dimensieanalyse kan men voor deze laag volgend verband opstellen:

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln \left(\frac{\rho \cdot u_\tau \cdot y}{\mu} \right) + B = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B = \frac{1}{\kappa} \ln(E \cdot y^+) \text{ met } u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho} \quad (70)$$

Dit verband staat bekend als de log-wet en het gedeelte van de grenslaag waar deze wet van toepassing is, wordt de log-laag genoemd. In (70) vindt men ook de definities van de dimensieloze snelheid evenwijdig met de wand u^+ en de dimensieloze afstand van de wand y^+ . De universele constante van von Karman κ en de parameters E of B , die een maat zijn voor de ruwheid van de wand, zijn te vinden in de literatuur [13] en worden automatisch berekend in Fluent [14] indien men de ruwheidshoogte ingeeft. Deze vergelijking moet dus voldaan worden in elke aan een wand gelegen cel. De praktische onder- en bovengrens voor de y^+ waarde van een wandcel in de log-laag bedraagt respectievelijk 30 en 300. Aangezien deze

waarde slechts kan berekend worden nadat de wrijvingssnelheid u_τ , en dus het snelheidsveld bekend is, moet men dus iteratief te werk gaan om deze y^+ waarden aan de wanden binnen deze grenzen te krijgen. Nadat het stromingsbeeld geconvergeerd is, kan men in Fluent via een hiervoor speciaal voorziene functie het grid aan de wanden verfijnen of grover maken al naargelang de opgegeven grenzen van de y^+ waarden.

De Discretisatie van de Vergelijkingen

In het volgende zullen enkel steady state simulaties uitgevoerd worden, waarvoor men gebruik maakt van de segregated of de drukgebaseerde solver. Men is namelijk enkel geïnteresseerd in een verificatie van de ééndimensionale analyse die ook elk werkingspunt van de koppelomvormer enkel in de stationaire toestand beschouwt.

Om een numerieke oplossing mogelijk te maken is een discretisatie van de vergelijkingen noodzakelijk. De simulaties zullen initieel uitgevoerd worden met een discretisatieniveau van de eerste orde. Daarna zal men deze oplossingen verfijnen door een QUICK schema of een tweede orde discretisatieniveau te verkiezen.

Achter het Fluent programma schuilt een controlevolumetechniek die hier even toegelicht wordt. Hieronder toont men bij wijze van voorbeeld hoe een eenvoudige transportvergelijking van de eigenschap ϕ omgevormd wordt zodanig dat deze kan toegepast worden op een controlevolume [14]:

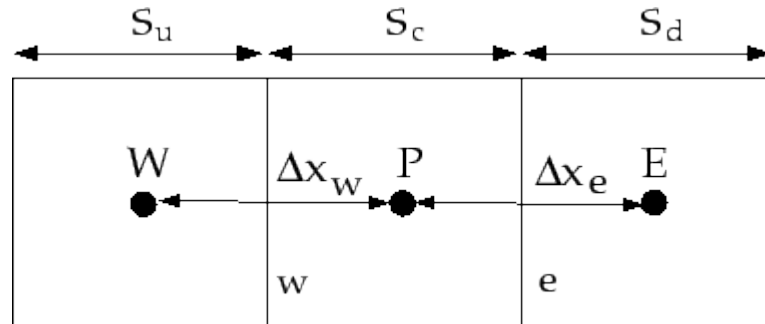
$$\oint \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (71)$$

$$\sum_f^N \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^N \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (72)$$

De eenvoudige stationaire transportvergelijking in (71) bestaat uit een convectieterm, een diffusieterm en een productieterm. Deze vergelijking wordt omgevormd tot (72) waar de convectie en de diffusie per vlak f (N in totaal) voorgesteld worden. Aangezien per iteratie Fluent de eigenschap ϕ voor elk centrum van een controlevolume zal opslaan, moet er dus een interpolatietechniek voor handen zijn om de eigenschappen aan de wanden van het volume te berekenen.

De bepaling van de eigenschap ϕ aan de randen van het controlevolume zal voor de convectieterm gebeuren met behulp van het QUICK schema, die een combinatie is van het upwind schema en een centrale tweede orde interpolatie. Bij wijze van voorbeeld wordt deze interpolatie hieronder voorgesteld voor een tweedimensionaal grid:

$$\phi_e = \theta \left(\frac{S_d}{S_c + S_d} \phi_P + \frac{S_c}{S_c + S_d} \phi_E \right) + (1 - \theta) \left(\frac{S_u + 2S_c}{S_u + S_c} \phi_P - \frac{S_c}{S_u + S_c} \phi_W \right) \quad (73)$$



Figuur 29: Tweedimensionaal grid, stroming van links naar rechts [14].

Voor $\theta=1$ wordt (73) gelijk aan de centrale tweede orde interpolatie, voor $\theta=0$ vindt men het tweede orde upwind schema en voor het QUICK schema wordt θ gelijk gesteld aan $1/8$. Het Quick schema is dus meer een upwind schema dan een centrale interpolatie, wat fysisch meer correct is. De bepaling van een eigenschap aan een celwand voor de convectieterm zal namelijk vooral beïnvloed worden door de stroomopwaarts gelegen cel. Dit schema blijkt uiterst geschikt te zijn voor roosters die de structuur van de stromingslijnen volgen. Anderzijds zal Fluent voor de diffusie termen een centrale interpolatie gebruiken.

In het voorgaande werd een korte bespreking gegeven van de discretisatie van een transportvergelijking voor een algemene eigenschap ϕ . Het is duidelijk dat de werkelijke momentumvergelijkingen en de transportvergelijkingen uit het turbulentiemodel meer termen zullen bevatten. Het hierboven beschreven principe van discretiseren blijft echter geldig.

Uiteindelijk zal men de momentumvergelijkingen en de turbulentiemodelvergelijkingen dus kunnen omvormen tot lineaire vergelijkingen met als onbekenden de eigenschap van de beschouwde cel enerzijds en deze van zijn buurcellen anderzijds.

De Solver

Zoals eerder vermeld, zal er dus gebruik gemaakt worden van de segregated solver of de drukgebaseerde solver voor de berekening van het stationaire stromingsbeeld. Er werd ook gewezen op het feit dat vergelijking (72) niet volledig representatief is voor een momentumvergelijking. Eén van de termen die nog zou moeten worden toegevoegd, is namelijk een krachtterm of meer bepaald een drukterm. Deze term bevat de drukken aan de celwanden zodat ook voor deze eigenschap een interpolatiemethode moet gekozen worden. Voor de komende simulaties zal men weer kiezen voor een tweede orde interpolatie volgens het upwind schema. Voor de duidelijkheid wordt hieronder de vergelijking gegeven voor driedimensionale problemen:

$$\phi_f = \phi + \nabla \phi \cdot \Delta \vec{s} \quad (74)$$

$$\nabla \phi = \frac{1}{V} \sum_f \tilde{\phi}_f \vec{A} \quad (75)$$

Deze interpolatie is algemeen voorgesteld voor een eigenschap ϕ . Om de waarde ϕ_f aan een celwand te berekenen gebruikt het upwind schema enkel de informatie van de stroomopwaarts gelegen cel, meer bepaald de eigenschap ϕ en zijn gradiënt $\nabla\phi$, die beiden per celzwaartepunt opgeslagen worden. Δs stelt hier de verplaatsingsvector voor, die vertrekt vanaf het zwaartepunt van de stroomopwaarts gelegen cel en eindigt loodrecht op de beschouwde celwand. De waarde $\tilde{\phi}_f$ kan op verschillende manieren berekend worden. In het volgende wordt geopteerd voor de Green-Gauss celgebaseerde gradiëntformulering:

$$\tilde{\phi}_f = \frac{\phi_A + \phi_B}{2} \quad (64b)$$

De coëfficiënten $\tilde{\phi}_f$ in uitdrukking (75) worden dus berekend door het gemiddelde te nemen van de waarden van de twee cellen die deze wand delen.

Nu men er in geslaagd is de drukken aan de wanden van een cel uit te drukken in functie van de buurcellen, kan men de momentumvergelijkingen oplossen naar de snelheden bij een gegeven drukdistributie. De enige vergelijking die nog moet voldaan worden is dus de continuïteitsvergelijking. In de simulaties zal men kiezen voor het SIMPLE algoritme (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations), één van de algoritmes die voor handen zijn voor het drukgebaseerd oplossen. Dit algoritme stelt een koppeling tussen de drukken en de snelheden voor, waardoor men een methode verkrijgt voor het voldoen aan de continuïteitsvergelijking. Indien men vertrekt van een drukverdeling afkomstig uit de voorgaande iteratie of van een initiële schatting p^* , kan men de impulsvergelijkingen oplossen. Bij wijze van voorbeeld beschouwt men de snelheden u^* en v^* als oplossingen van deze impulsvergelijkingen in twee dimensies. De werkelijke druk en snelheden kunnen nu voorgesteld worden als een som van de initiële waarde en een correctieterm:

$$p = p^* + p' \quad (77)$$

$$u = u^* + u' \quad (78)$$

$$v = v^* + v' \quad (79)$$

Indien men nu de werkelijke grootheden p , u en v invult in de momentumvergelijking, hiervan de momentumvergelijking in p^* , u^* en v^* aftrekt en de snelheden die niet tot de beschouwde cel behoren verwaarloost, verkrijgt men de volgende uitdrukking:

$$u'_{f,i} = d_{u,f,i} \cdot (p'_{f,i-1} - p'_{f,i}) \Rightarrow u_{f,i} = u^*_{f,i} + d_{u,f,i} \cdot (p'_{f,i-1} - p'_{f,i}) \quad (80)$$

Hierin is $d_{u,f,i}$ een constante. Men kan een analoge uitdrukking vinden voor de v -richting. Merk op dat men aldus een uitdrukking vindt waarin de werkelijke snelheden aan de wanden functie zijn van de correctietermen op de drukken. Indien men deze uitdrukkingen substitueert in de continuïteitsvergelijking voor een incompressibele stroming, verkrijgt men dus een lineaire vergelijking met als onbekenden de correctietermen op de druk van de beschouwde cel en zijn buurcellen, en met als constante term de netto instroom van massa indien men de

snelheden u^* en v^* aan de wanden zou opleggen. De continuïteitsvergelijking maakt dus de bepaling van de correctietermen op de drukken mogelijk en via (80) kan men ook de correctietermen op de snelheden vinden.

Het SIMPLE algoritme werkt dus als volgt: Per cel vertrekt men van een initiële schatting voor de druk p^* , eventueel aangevuld met een schatting voor een andere eigenschap ϕ^* , die bijvoorbeeld afkomstig kan zijn van een turbulentiemodel. Deze drukwaarden p^* worden ingevuld in de momentumvergelijkingen zodat men schattingen voor de snelheden u^* en v^* vindt. Met behulp van deze snelheidswaarden wordt dan de netto instroom van massa in de cel berekend zodat men uit de continuïteitsvergelijking de correctieterm op de druk p' kan afleiden. Bijgevolg kan men een nieuwe waarde voor de druk vooropstellen en via (80) kan men eventueel ook de nieuwe snelheden berekenen, zodat men ook de transportvergelijking voor ϕ kan oplossen. Men controleert daarna of de vergelijkingen voldoende geconvergeerd zijn. Zoniet zal p^* gelijk worden gesteld aan de nieuwe drukwaarde en herhaalt men de procedure.

Indien men nu telkens deze nieuwe waarden zou gebruiken als initiële schatting voor de volgende iteratie, is de kans groot dat dit algoritme niet zal convergeren. Om dit te verhelpen worden onderrelaxatiefactoren ingevoerd, die als volgt gedefinieerd worden:

$$\phi = \phi_{old} + \alpha \cdot \Delta\phi \quad (81)$$

De constante α uit (81) wordt de onderrelaxatiefactor genoemd en heeft een praktische waarde tussen 0 en 1. De nieuwe schatting zal dus gelijk zijn aan de oude, vermeerderd met een bepaald percentage van de berekende nieuwe waarde. Hoe lager men dus de onderrelaxatiefactor kiest, hoe meer rekentijd het zal kosten om tot een oplossing te komen, maar hoe meer men sterke fluctuaties per iteratie kan onderdrukken.

Het is duidelijk dat indien men voor de segregated oplossingmethode en het SIMPLE algoritme kiest, men hoe dan ook impliciete stelsels moet oplossen. De vergelijking voor de berekening van de correctiefactoren op de druk is namelijk een impliciete lineaire vergelijking. Ook de momentumvergelijkingen uit het voorgaande zijn impliciet. Fluent zal hiervoor gebruik maken van de Gauss-Seidel iteratiemethode samen met een algebraïsche multigrid methode (AMG). Een dergelijke iteratieve methode is beter voor CFD simulaties aangezien zij minder tussentijdse opslag van data vergt in vergelijking met een directe methode. De multigrid methode voert iteraties uit op grids van verschillende afmetingen om periodieke fouten met verschillende golflengtes te reduceren. Dit kost per op te lossen stelsel meer rekentijd, maar wordt door een snellere globale convergentie meer dan gecompenseerd.

Zoals eerder vermeld is een poging tot het simuleren van de drie elementen samen via het mixing plane model, niet geslaagd omdat de stroming te complex is. Ook door de niet te verwaarlozen terugstromingen aan de uitgang van elk element wordt een convergentie via het mixing plane model bemoeilijkt. Het principe van het mixing plane model is namelijk als volgt: men tracht een oplossing te vinden voor de stroming in een bepaald element met als

inlaatvoorwaarde de uitgemiddelde uitlaatstroming van het opwaartse element, en als uitlaatvoorwaarde het uitgemiddelde drukverloop aan de ingang van het stroomafwaartse element. Indien er dus terugstroming optreedt aan de uitlaat van een bepaald element zal dit bijgevolg problemen geven om een richting en grootte te bepalen voor deze terugstromingsvectoren. Een andere reden voor het uitblijven van een geconvergeerde oplossing voor dit probleem is dat voor het mixing plane model het noodzakelijk is om bij de overdracht van in- of uitlaatcondities van het ene naar het andere element de druk of de snelheid in stroken uit te middelen in de tangentiële richting. Doordat men moet uitmiddelen is het soms onmogelijk om convergentie te bereiken doordat men bij elke nieuwe uitmiddeling de stroming weer volledig aanpast. Bijgevolg is men verplicht de simulaties per element uit te voeren. Door telkens de in- en uitlaatcondities berekend in het één dimensionale ontwerp op te leggen, kan men aldus de verliezen uit de één dimensionale analyse controleren.

7.3. De Randvoorwaarden

Doordat het mixing plane model geen convergentie van de vergelijkingen oplevert, is men dus verplicht de simulaties per element uit te voeren. De randvoorwaarden die men per element moet opleggen zal men halen uit de één dimensionale analyse. Voor de eenvoud wordt geopteerd voor uniforme in- en uitlaatcondities. Aan elke inlaat wordt een uniforme snelheid in cilindercoördinaten opgelegd via de functie 'velocity inlet'. Hiervoor werd een programma ontwikkeld in Matlab die, uitgaande van een opgegeven geometrie en opgegeven in- en uitlaathoeken, de componenten van de snelheidsvector in een cilindrisch coördinatenstelsel per werkingpunt berekent. Zoals uitgelegd in sectie 5.4. kan men voor elk werkingpunt voor gekende verliescoëfficiënten via de arbeidsvergelijking de verhouding Q/ω_p berekenen alsook de TR. In sectie 5.6. werden hieruit dan de absorptie karakteristieken afgeleid. In het volgende zullen we aan de pomp voor elk werkingpunt een koppel T_p van 400Nm opleggen, zodat uit deze absorptie karakteristieken de waarde van ω_p volgt. Via de TR en de SR vindt men dan het koppel aan het turbinewiel en haar hoeksnelheid, terwijl men uit het momentenevenwicht het reactiekoppel opgenomen door de stator kan berekenen. Uit de verhouding Q/ω_p en ω_p vindt men bijgevolg het debiet, zodat met behulp van de volgende formules de componenten van de snelheidsvectoren en het massadebiet kunnen berekend worden:

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \quad (82)$$

$$F = Q/A \quad (83)$$

$$v_{\text{tangentiël}} = R \cdot \omega + F \cdot \tan(\beta) \quad (25)$$

$$v_{\text{radiaal}} = F \cdot \sin(\theta) \quad (84)$$

$$v_{\text{axiaal}} = F \cdot \cos(\theta) \quad (85)$$

Let op dat in formule (25) de goede waarden worden ingevuld: de snelheid aan de uitgang van de ene component is namelijk de inlaatsnelheid van de volgende component. Aan de inlaat moet door de invoer van het k-ε turbulentiemodel ook waarden voor k en ε opgegeven worden. Voor een eerste iteratie worden deze waarden geschat, daarna worden ze eventueel aangepast naargelang de waarden die aan de uitgang van de elementen teruggevonden worden na convergentie. Via een dimensionale analyse uit [13] kan men een eerste schatting maken voor k en ε langs de intensiteit van de turbulentie T_i en de dimensieloze constante C_μ om:

$$k = \frac{2}{3} (U_{\text{ref}} \cdot T_i)^2 \quad (86)$$

$$\varepsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad \text{met } l = 0,07L \quad (87)$$

In de literatuur [13] vindt men dat C_μ gelijk is aan 0,09, terwijl men bijvoorbeeld T_i gelijk neemt aan 0,4. Als karakteristieke lengte L van een kanaal neemt men de breedte van 0,05 m, terwijl als referentiesnelheid de doorstroomsnelheid F wordt gekozen. In het designpunt verkrijgen we dus bij een doorstroomsnelheid van 5,7 m/s voor de turbulente kinetische energie k de waarde $3,5 \text{ m}^2/\text{s}^2$ en voor de turbulente dissipatie ε de waarde $300 \text{ m}^2/\text{s}^3$. Hetzelfde doen we voor de stallconditie, waar men voor k en ε respectievelijk $7 \text{ m}^2/\text{s}^2$ en $900 \text{ m}^2/\text{s}^3$ vindt. Uit een eerste iteratie met deze waarden zal volgen dat men k en ε te laag heeft ingeschat zodat deze waarden zullen aangepast worden en een nieuwe iteratie zal uitgevoerd worden.

Aan de uitlaat van elk element zal men de druk moeten opgeven. Aangezien in een koppelomvormer er eigenlijk geen absoluut drukniveau is, moet men ergens dus een druk invoeren. Aan de uitgang van de stator kiest men dus een drukniveau van 2 bar. In werkelijke uitvoeringen zal het absoluut drukniveau uiteraard wel vast liggen omdat men de transmissievloeistof moet aanvoeren via een pomp. Indien de keuze van 2 bar aan de uitlaat van de stator niet voldoende is om cavitatie te voorkomen door de sterke opwarming van de koppelomvormer door de verliezen, kan men natuurlijk een hogere waarde kiezen in de simulaties of kan men een krachtigere pomp kiezen voor de werkelijke uitvoering. Om nu de drukniveaus aan de uitlaat van de andere componenten te berekenen maakt men bijvoorbeeld gebruik van de arbeidsvergelijking in het absolute stelsel (13). In het voorgaande zijn de absolute snelheden reeds bepaald zodat in (13) reeds het absolute kinetische energieverval tussen de in- en de uitlaat van een element ingevuld kan worden. De toegevoerde arbeid is eenvoudig te bepalen uit het product van de hoeksnelheid en het koppel, die ook reeds gekend zijn. Voor de verliestermen te begroten maakt men tenslotte gebruik van de vergelijkingen (35), (36), (37), (39), (40) en (41). Uit (13) kan men nu de drukverschillen over de elementen berekenen en via de absolute druk aan de uitlaat van de stator kan men dus het drukniveau aan de uitgang van elk element vinden.

Indien er nu terugstroming zou optreden, waar men voor een koppelomvormer zeker van uit mag gaan, heeft Fluent ook informatie nodig over de snelheidsvectoren en de waarden k en ε

op de plaats van deze terugstroming. Voor de eenvoud laat men Fluent de stromingsrichting aan de uitlaat afleiden uit de buurcellen en neemt men voor k en ϵ dezelfde waarden als aan de inlaat van het beschouwde element.

De laatste randvoorwaarde die nog in Fluent moet ingevuld worden is de ruwheid van de wanden en de schoepen. Deze ruwheid is nodig omdat Fluent een goede waarde voor de parameter E uit de log-wet (70) zou kunnen kiezen. In Fluent kan men twee parameters invullen voor de ruwheid: Enerzijds heeft men de ruwheidshoogte K_s , die eigenlijk de hoogte van uniform verdeelde zandkorrels voorstelt die eenzelfde ruwheidsniveau als het werkelijke wandoppervlak genereren, en anderzijds heeft men de ruwheidsconstante C_s , een parameter die een maat is voor de afwijking van deze voorstelling van een uniforme verdeling van zandkorrels. In het volgende zal men kiezen voor een ruwheidsconstante C_s van 0,5, zodat Fluent gebruik zal maken van de ruwheidsdata van Nikarudse [14] en zodat de opgegeven ruwheidshoogte overeenkomt met de equivalente zandkorrelhoogte. In de literatuur vindt men voor gietijzer een ruwheidshoogte K_s van 0,00025m.

7.4.Het Grid

In het voorgaande werd het model besproken dat men zal gebruiken voor de volgende simulaties, maar alvorens deze te kunnen uitvoeren moet men uiteraard nog een grid opstellen voor de verschillende elementen. Hiervoor wordt het programma Gambit gebruikt, aangezien dit programma een gemakkelijke invoer in Fluent mogelijk maakt.

De grids zullen per element geconstrueerd worden. Men opteert voor een gestructureerd grid bestaande uit zesvlakkige cellen die zoveel als mogelijk balkjes benaderen. Hiervoor gebruikt men in Gambit de constructiemethode 'MAP' die elementen van het type 'HEX' vormt. Vooraleer het inwendige grid van een kanaal via deze methode wordt berekend, verdeelt men eerst elke ribbe in een aantal intervallen. Het aantal verdelingen per ribbe wordt samen met het totaal aantal cellen per element in de onderstaande tabel weergegeven. Om er voor te zorgen dat de cellen aan de wanden zich in de loglaag bevinden, zal men niet voor een uniforme verdeling kiezen maar zal men de intervallen aan de wanden verkleinen.

aantal cellen			
	pomp	turbine	stator
hoogte	26	26	28
breedte	30	30	30
lengte	80	80	50
totaal	62400	62400	42000

Indien men verder een eerste iteratie uitvoert tot convergentie, zal men dit initiële grid moeten verfijnen of grover maken zodat aan de wanden de y^+ waarden binnen de grenzen van de loglaag liggen. Het aantal cellen zal hierdoor soms meer dan verdubbelen.

7.5. Simulatie van het Designpunt

Volgens het hierboven beschreven model en met de opgesomde randvoorwaarden zal aldus een oplossing gezocht worden voor het stromingsbeeld van elk element in het designwerkingspunt. Dit zal niet in één stap kunnen gebeuren aangezien men zowel het grid als de ingangsvoorwaarden regelmatig zal moeten vernieuwen om respectievelijk de y^+ waarden aan de wanden binnen de goede grenzen te krijgen en betere waarden voor k en ϵ te kiezen in vergelijking met de initiële schatting uit sectie 7.4. Ook zal men gelijkmatig het discretisatieniveau verhogen om de nauwkeurigheid op te drijven. Wegens de grote turbulentie van de stroming en wegens de terugstroming zullen de onderrelaxatiefactoren voor de druk en de snelheid erg laag moeten gekozen worden. Men neemt namelijk voor de druk en de snelheid onderrelaxatiefactoren tot respectievelijk 0,01 en 0,001. Men neemt aan dat deze simulatie zal geconvergeerd zijn indien de residus van elke vergelijking onder 10^{-5} liggen. Via de functies ‘report surface integrals’ en ‘report forces’ zullen dan de nodige eigenschappen van de stroming opgevraagd worden voor een verdere analyse. De oppervlakte-integraal van een bepaalde eigenschap aan de in- en de uitlaat van een bepaald element zal massadebietgewogen uitgevoerd worden. In bijlage H worden de initiële grids van de verschillende elementen getoond en in bijlage I zullen de data uit de ééndimensionale analyse vergeleken worden met de resultaten van de simulatie. Voor de duidelijkheid wordt hier nog even herhaald dat elk grid één enkel kanaal voorstelt van een bepaald element, dat begrensd is door twee schoepen, de shell en de core.

In bijlage I worden er verschillende grootheden berekend uit de in Fluent berekende oppervlakte-integralen aan de in- en uitlaat van elk element. Voor de berekening van de verliezen Δq_{irr} maakt men gebruik van de arbeidsvergelijking in het absolute stelsel (13). Het verlies Δq_{irr} per element is aldus gelijk aan de toegevoegde arbeid verminderd met de totale enthalpietoeename of de totale druktoename gedeeld door de dichtheid van de transmissievloeistof. Ook de TR en het rendement worden berekend, welke toch vrij veel verschillen van de ééndimensionaal berekende waarden. Het is moeilijk om te achterhalen waar de oorzaak van dit verschil ligt, aangezien men het effect van het opleggen van uniforme randvoorwaarden moeilijk kan inschatten. Doordat men zich voor het ééndimensionale ontwerp gebaseerd heeft op experimentele resultaten, zijn deze resultaten waarschijnlijk meer betrouwbaar dan de simulaties, zeker indien de geometrie en de nominale diameter in het bijzonder slechts weinig afwijken van de koppelomvormer waarop de experimenten werden uitgevoerd. Toch moet men dit verschil niet overschatten: de procentuele afwijkingen van de koppels op respectievelijk de pomp, de turbine en de stator bedragen namelijk 6%, 9% en 26%. De simulaties zullen dus vooral gebruikt worden voor een begroting van de verliezen of de verliescoëfficiënten. Dit kan nuttig zijn indien men een nieuwe koppelomvormer met een andere nominale diameter wil ontwerpen. Men ziet ook in bijlage I dat niettegenstaande de TR vrij veel verschilt van deze uit de ééndimensionale berekeningen, aan het momentenevenwicht toch vrij goed voldaan wordt.

De vorige paragraaf liet dus verstaan dat de simulaties vooral nut hebben voor het bepalen van de verliezen. Indien men namelijk een nieuwe koppelomvormer via een ééndimensionale berekening zou willen ontwikkelen, heeft men een wrijvingsverliescoëfficiënt nodig. Een grootte-orde van deze coëfficiënt kan men eigenlijk op twee manieren vinden: enerzijds door een dimensionaalanalyse en anderzijds door simulaties. Als we nog eens terugkijken naar de opbouw van de wrijvingsverliesterm in de arbeidsvergelijking voor een koppelomvormer vindt men onderstaande gedaante. Er wordt nog even herhaald dat men voor de eenvoud slechts één enkele coëfficiënt gebruikt heeft voor elk element.

$$\Delta q_{irr,wr} = f \cdot \frac{1}{2} w_2^2 \quad (88)$$

Men ziet dus duidelijk dat de verliescoëfficiënt betrokken werd op de kinetische energie aan de uitlaat van elke component. Dit is een vrij logische keuze aangezien de wrijvingsverliezen aan de wanden zullen toenemen met de snelheid van de hoofdstroming in het kanaal. Uiteraard moet men de relatieve snelheid in beschouwing nemen omdat wrijvingsverliezen nu eenmaal veroorzaakt worden door de relatieve beweging tussen de stroming en de wand. Men heeft in (88) geopteerd voor de uitlaatsnelheid aangezien deze snelheid een goede maat is voor de inwendige stroming in het kanaal. De inlaatsnelheid daarentegen wordt voornamelijk bepaald door het voorgaande element en zal meestal in het eerste gedeelte van het kanaal sterk van richting en grootte veranderen. Voor wrijving heeft men natuurlijk ook een oppervlak nodig, welke in formule (88) moet opgenomen zijn in de coëfficiënt f . Indien men als karakteristieke lengte voor de koppelomvormer de nominale diameter D neemt, kan men dus besluiten dat f rechtsevenredig moet zijn met het kwadraat van D . De evenredigheidsfactor kan bepaald worden uit het feit dat men voor een koppelomvormer van 13 inch voor f de waarde 0,378 vond.

$$f = 0,378 \left(\frac{D}{13 \text{ inch}} \right)^2 \quad (89)$$

Bijgevolg heeft men dus een eerste methode voor de bepaling van de grootte-orde van de wrijvingsverliescoëfficiënt voor een koppelomvormer met nominale diameter D . Merk op dat voor het opstellen van (89) er enkel rekening werd gehouden met de werkelijke wrijving in de stroming, maar de coëfficiënt f neemt eigenlijk ook de verliezen veroorzaakt door de secundaire stromingen voor zijn rekening. Om de invloed van de verandering van de secundaire stroming met de nominale diameter te analyseren kan men enkel experimenteel of via simulaties te werk gaan. In het volgende zullen dan ook de verliezen uit de simulatie bestudeerd worden. Merk op dat de bepaling van de verliescoëfficiënt voor een ééndimensionale analyse via simulaties hoe dan ook een iteratief proces is en dus veel tijd kan kosten, omdat men vooraleer een simulatie te kunnen uitvoeren men natuurlijk een geometrie moet bepaald hebben om in Fluent in te voeren. Omdat vaak de vereiste nauwkeurigheid van de verliescoëfficiënt gering is, zal het aantal iteraties vrij beperkt zijn of zal zelfs één enkele simulatie voldoende zijn.

Een tweede reden om simulaties uit te voeren is uiteraard om de initiële geometrie, ontwikkeld zoals in hoofdstuk 6, te optimaliseren. Dit is een ingewikkeld iteratief proces dat veel ervaring vergt, zeker voor een complexe component als de koppelomvormer.

In bijlage I worden ook de verliezen uit de ééndimensionale berekeningen vergeleken met de resultaten van de simulaties. Een eerste vaststelling is dat per element deze enorm verschillen, maar dit kon men verwachten aangezien in de ééndimensionale analyse een vaste verliescoëfficiënt gebruikt werd voor de drie elementen. Bijgevolg is het maar normaal dat naargelang de grootte van de secundaire verliezen per element, de verliezen voor het ene element overschat en voor het andere onderschat worden. Eigenlijk mag men dus enkel kijken naar de totale verliezen, welke slechts een weinig overschat worden. Dit verschil hoeft niet enkel te wijten zijn aan foute aannames in de ééndimensionale berekeningen, aangezien turbulentiemodellen vaak de verliezen overschatten [13]. Deze overschatting was dus te verwachten en sluit de overeenkomst tussen de ééndimensionale berekeningen en de werkelijkheid niet uit.

Het verschil op de verliescoëfficiënt betrokken op de som van de kinetische energieën aan de uitlaat van elk element is echter groter dan het relatieve verschil op de totale verliezen. Men vindt namelijk voor respectievelijk de ééndimensionale berekeningen en de simulaties de coëfficiënten 0,378 en 0,524, wat overeenstemt met een verschil van 40%. Dit is een onverwachte vaststelling aangezien de absolute verliezen eigenlijk slechts 13% verschillen, waaruit men dus de betrouwbaarheid van de door Fluent berekende snelheden via massadebietgewogen oppervlakte-integralen in vraag kan stellen. Deze betrouwbaarheid kan men controleren door uit deze snelheden de tangentiële snelheden te berekenen en de Euler vergelijking toe te passen. Indien de hieruit berekende koppels op de elementen veel afwijken van de in Fluent uit het drukverloop aan de wanden berekende koppels, kan men dus besluiten dat deze snelheden onbruikbaar zijn.

$$(15) \Rightarrow \Delta W \cdot \dot{m} = T \cdot \omega \Rightarrow T = (v_{2u} \cdot R_2 - v_{1u} \cdot R_1) \cdot \dot{m} \quad (90)$$

$$v_u = \pm \sqrt{v^2 - F^2} \quad (91)$$

Formules (90) en (91) tonen de wijze waarop de koppels berekend worden voor deze vergelijking. Hierbij is v dus de snelheid die Fluent berekent via massadebietgewogen oppervlakte-integralen. Aangezien aan de ingang van elk element de snelheidsvector uit het ééndimensionale ontwerp uniform wordt opgelegd, is het massadebiet en dus ook de doorstroomsnelheid F uit de simulaties en uit de ééndimensionale berekeningen gelijk en zal het verschil tussen de uit de snelheden berekende koppels en de door Fluent berekende koppels enkel afhangen van de juistheid van deze snelheden uit Fluent. De $\pm$ uit formule (79) geeft aan dat men het teken van deze tangentiële snelheid moet beredeneren uit de snelheidsprofielen omdat v de magnitude van de snelheid voorstelt en dus geen uitspraak doet over de zin van deze vector. De resultaten van deze vergelijking worden hieronder weergegeven:

	Koppels in Nm		
	Pomp	Turbine	Stator
Door Fluent berekend uit het drukverloop aan de wanden	425	-528	133
Berekend via de massadebietgewogen snelheden uit Fluent	428	-632	127
Het verschil in absolute waarde	2	103	6

Hoewel er een vrij goede overeenkomst gevonden wordt voor de pomp en de stator, is het verschil enorm voor de turbine en kan men dus besluiten dat men deze snelheden niet mag gebruiken voor verdere berekeningen. Hierbij komt nog dat voor de berekening van de verliescoëfficiënt de kinetische energie werd gevonden door het kwadraat te nemen van deze snelheden. Dit is op zich een foute bewerking aangezien het kwadraat van een integraal zeker niet gelijk is aan de integraal van het kwadraat. In het voorgaande is men er ook van uit gegaan dat de optredende verliezen enkel uit wrijvingsverliezen bestaan, met inbegrip van enkele secundaire verliezen, hoewel door de vereenvoudigde constructie van de driedimensionale beblading uit hoofdstuk 6 men eigenlijk ook stootverliezen induceert bij een uniforme inlaat volgens de snelheidsvector op het designpad. Deze zorgt weerom voor een overschatting van de wrijvingsverliezen. Men concludeert dat de berekening van de verliescoëfficiënt via Fluent geen goede resultaten oplevert. Indien men dus deze coëfficiënt wil vinden voor ééndimensionale berekeningen kan men beter de totale verliezen Δq_{irr} delen door de som van de kinetische energieën uit het ééndimensionale ontwerp.

7.6.Simulatie van de Stall-Conditie

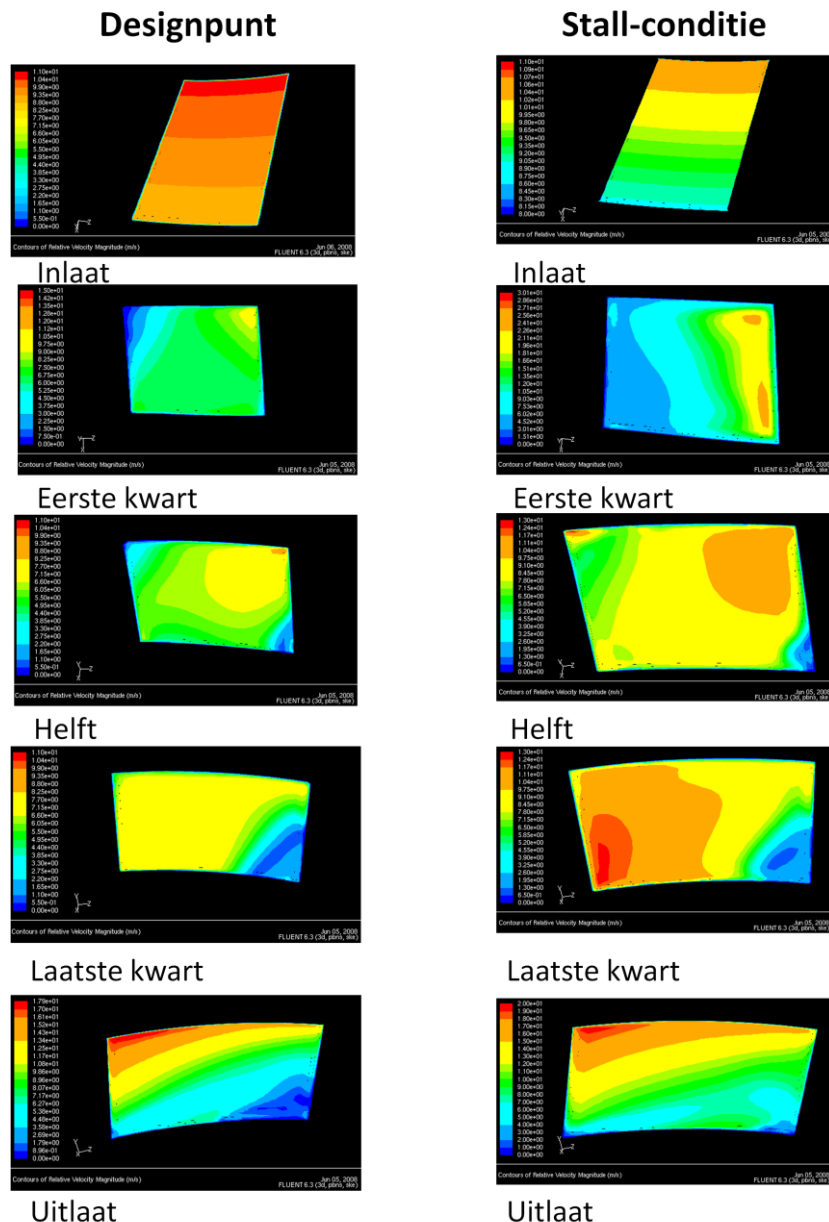
Voor een verdere controle van de verliezen wordt ook een simulatie van de stall-conditie uitgevoerd. Deze simulatie is weinig nuttig voor designdoeleinden, aangezien men hieruit geen schatting kan maken van de wrijvingsverliescoëfficiënt. De verliezen bestaan in dit geval namelijk uit zowel stoot- als wrijvingsverliezen en het gedeelte stootverliezen van de totale verliezen is niet te berekenen. Men kan natuurlijk wel verifiëren of deze totale verliezen uit de simulatie de verwachtingen uit de ééndimensionale analyse benaderen. De resultaten hiervan werden opgenomen in bijlage J.

Men stelt vast dat, hoewel het momentenevenwicht minder goed voldaan is in vergelijking met de simulatie van het designpunt, de TR toch beter benaderd wordt. Het is normaal dat de waarden uit de simulatie niet volledig overeenkomen met de ééndimensionale berekeningen, en aangezien men voor het ééndimensionale werk beroep heeft gedaan op experimenten, lijkt het meer betrouwbaar de resultaten van het laatstgenoemde te gebruiken. Weerom zal deze simulatie enkel kunnen gebruikt worden voor een controle van de verliezen. Deze worden weer overschat en de procentuele afwijking is hier 15%. Vergeleken met de simulatie van het designpunt (13%) uit de vorige sectie blijft deze afwijking dus vrij constant en zal waarschijnlijk veroorzaakt worden door het gebruikte turbulentiemodel.

7.7. Secundaire Stromingen in het Designpunt

In hoofdstuk 4 werd een korte bespreking gegeven van de secundaire stromingen in de hydraulische koppelomvormer. In dit hoofdstuk zal onderzocht worden of we deze stromingen in grote lijnen terug vinden in de simulaties.

Het Pompwiel



Figuur 30: De relatieve snelheid in verschillende doorsneden van een pompkanaal.

In figuur 30 wordt de relatieve snelheid doorheen een pompkanaal afgebeeld. Deze figuur is het resultaat van de simulatie van het designpunt en de stallconditie. De linkerrand stelt telkens de drukzijde van de schoep voor, terwijl de rechterkant van de figuur de zuigzijde is. De core en de shell van de koppelomvormer bevinden zich respectievelijk onderaan en

bovenaan de figuur. Er dient nog vermeld te worden dat de contouren van de verschillende figuren niet telkens hetzelfde snelheidsniveau voorstellen. De schaling is namelijk voor elke figuur aangepast zodat de verschillende zones goed zichtbaar zijn.

Een eerste vaststelling is dat de snelheidsgradiënt aan de inlaat van de pomp stijgt van de core naar de shell toe. Aangezien de aanvalsboord recht is en men voor de designconditie een uniforme stroming aan de inlaat oplegt die enkel overeenkomt met een stootvrije stroming op het designpad, is het normaal dat er lagere relatieve snelheden voorkomen aan de zijde met de hoogste loopsnelheid (core) en omgekeerd aan de tegenoverstaande zijde. Ook voor de stallconditie zal voor een uniforme inlaat de relatieve snelheid kleiner zijn aan de core.

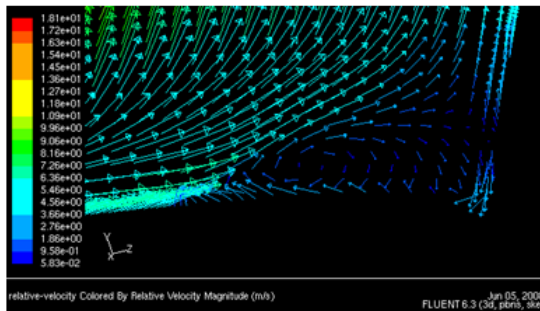
Doordat de tangentiële relatieve snelheid aan de shellzijde groter is dan aan de corezijde zal in het designpunt een stoot optreden aan de drukzijde die de druk plaatselijk doet toenemen en de snelheid doet dalen. Dit is zichtbaar in het eerste kwart van het kanaal. Anderzijds zal aan de shell-zuigzijde de druk dalen en de snelheid toenemen. Aangezien het designpad zich meer aan de corezijde van het kanaal bevindt zal het omgekeerde fenomeen aan shellzijde minder uitgesproken zijn. Voor de stallconditie daarentegen is de stroming aan de inlaat sterk tangentieel gericht met een grote aanvalshoek zodat men duidelijk de lagesnelheidsregio aan de drukzijde en het hogesnelheidsregio aan de zuigzijde kan onderscheiden. Algemeen kan men stellen dat door het opleggen van een uniforme inlaat de stroming zich in het eerste kwart van het kanaal zal gedragen zoals een vleugelprofiel. De stroming in dit deel zal dan ook sterk verschillen van de werkelijke stroming in een koppelomvormer.

Naar de helft van het kanaal toe zal de kromming van het kanaal en de rotatiesnelheid van de component de stroming meer naar de shell-drukszijde drijven. Door het grotere debiet in de stallconditie zal de verschuiving naar de shellzijde meer uitgesproken zijn dan in het designpunt zoals men kan zien in figuur 30.

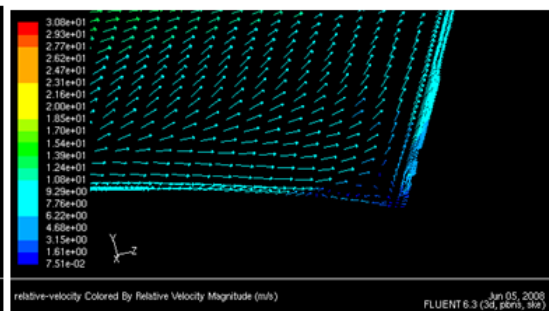
In het laatste kwart van het kanaal is de stroming dan volledig verplaatst naar de shell-drukszijde zoals te verwachten is voor een werkelijke koppelomvormer [10]. De Corioliskracht die zowel door de snelheid van de doorstroming als door de rotatiesnelheid beïnvloed wordt, is blijkbaar meer uitgesproken voor de stallconditie. Hoewel de rotatiesnelheid kleiner is bij stall, zal door het grotere massadebiet de Corioliskracht toch de hogesnelheidsregio meer naar de drukzijde verplaatsen.

Aan de uitlaat ligt de stroming nog altijd aan de shell-drukszijde, maar is meer naar de shell gericht dan naar de drukzijde. Dit kan verklaard worden door het feit dat de uitlaat van de pomp eigenlijk axiaal is en dat hier dus de Corioliskracht wordt uitgedoofd. De kromming aan het einde van het kanaal veroorzaakt wel nog een centrifugaalkracht die de hoge-energiestroming naar de shellzijde drijft. Door het grotere debiet bij stall is de zogzone aan de core-zuigzijde kleiner en is de uit [10] te verwachten wervel aan de uitlaat bijna niet meer waar te nemen. In figuur 11 van hoofdstuk 4 wordt deze wervel afgebeeld. Figuur 31 toont de verandering van de zogzone aan de uitlaat van de pomp van het designpunt naar de stallconditie.

Designpunt



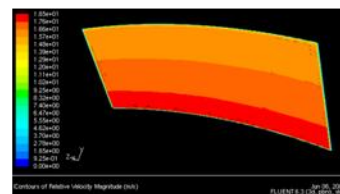
Stall-conditie



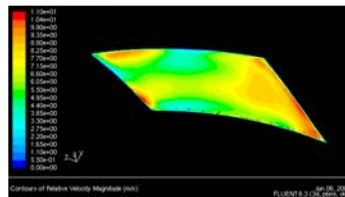
Figuur 31: De zogwerfel aan de core-zuigzijde aan de uitlaat van de pomp.

Het Turbinewiel

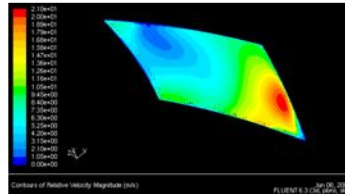
Designpunt



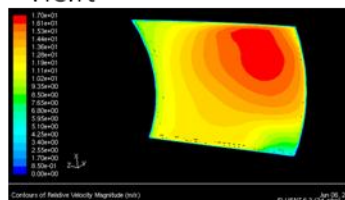
Inlaat



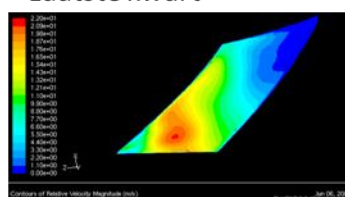
Eerste kwart



Helft

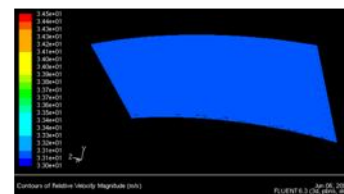


Laatste kwart

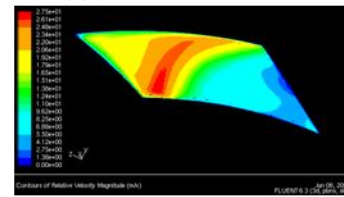


Uitlaat

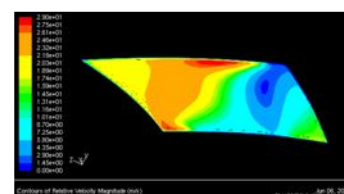
Stall-conditie



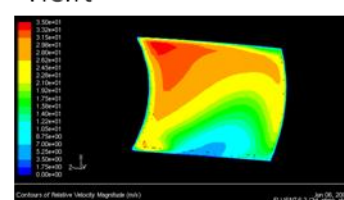
Inlaat



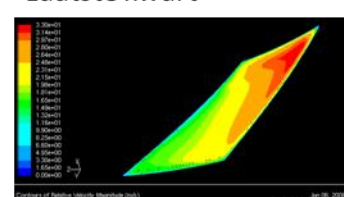
Eerste kwart



Helft



Laatste kwart



Uitlaat

Figuur 32: De relatieve snelheid in verschillende doorsneden van het turbinekanaal

In figuur 32 vindt men afbeeldingen van verschillende doorsneden van de stroming doorheen een turbinekanaal voor zowel het designpunt als de stallconditie. De contouren geven een kwalitatief beeld van de magnitude van de relatieve snelheid. Let op dat de schaling van de grijswaarden niet voor elke figuur dezelfde is. Ook deze figuur is geconstrueerd met Fluent. De druk- en de zuigzijde bevinden zich weer respectievelijk links en rechts, terwijl de shell en de core nog altijd boven- en onderaan liggen.

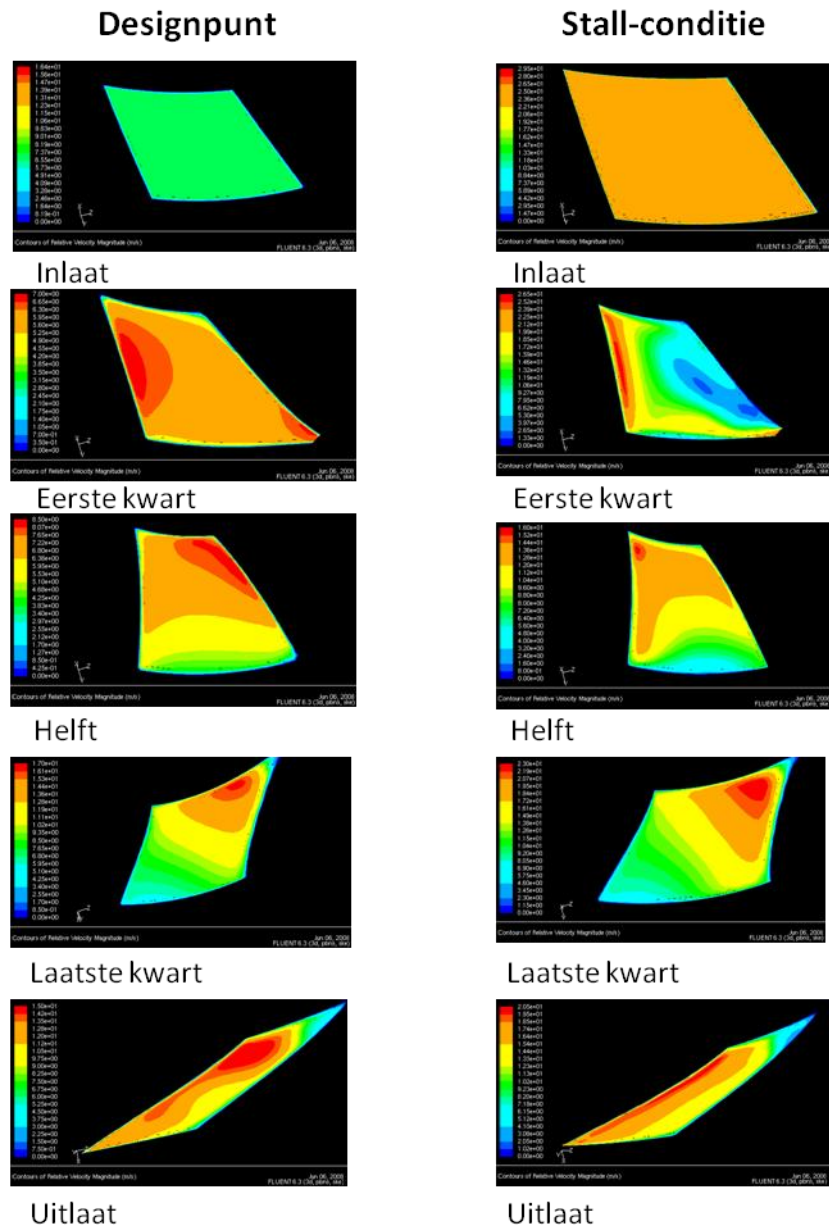
De gradiënt van de relatieve snelheidsmagnitude aan de inlaat in het designpunt is weerom te verklaren uit het feit dat men een uniforme absolute snelheid oplegt terwijl de loopsnelheid wel varieert over de hoogte van het kanaal. Let wel dat nu de grootste loopsnelheid zich aan de shellzijde bevindt, zodat daar de laagste relatieve snelheden optreden. Aangezien bij stall de turbine geen rotatiesnelheid heeft zal de relatieve snelheid gelijk zijn aan de absolute snelheid en vindt men dus een volledig uniforme inlaat.

Er is een groot verschil tussen de twee werkingpunten voor de stroming in het eerste kwart en aan de helft van het turbinekanaal. Dit komt doordat voor het designpunt de inlaat vrijwel stootvrij verloopt, terwijl bij stall de turbine aangestroomd wordt met een grote aanvalshoek. Hierdoor zal voor het designpunt de hogesnelheidsstroming zich aan de zuigzijde en de lagesnelheidsstroming zich aan de drukzijde bevinden, zoals men zou verwachten voor een conventioneel vleugelprofiel. Bij stall daarentegen zal de stroming afscheiden en zal er zich dus een afgescheiden laag vormen aan de zuigzijde. Bijgevolg is de stroming verplicht zich te concentreren aan de drukzijde. Door de kromming van het kanaal zal in design de stroming aan de zuigzijde sterk versnellen, terwijl bij stall de energierijke doorstroming door de centrifugaalkracht naar de drukzijde wordt geslingerd. Door het opleggen van een uniforme inlaat zullen deze beelden echter niet representatief zijn voor de stroming in een werkelijke koppelomvormer.

Door de verschijnselen beschreven in de vorige paragraaf en doordat de kromming van het kanaal de stroming naar de shellzijde van het kanaal dwingt, verkrijgt men een stromingspatroon in het laatste kwart zoals afgebeeld in figuur 32. Merk op dat de Corioliskracht, veroorzaakt doordat het kanaal vrij radiaal ligt in dit laatste kwart, de stroming in het designpunt zich reeds enigszins verplaatst heeft naar de drukzijde.

De verdere werking van deze Corioliskracht zorgt er uiteindelijk voor dat de stroming aan de uitlaat van het kanaal in het designwerkingspunt tot tegen de drukzijde verplaatst is. Door de vrij scherpe hoek van het kanaal aan deze uitlaat wordt de stroming nu eigenlijk ook naar de corezijde gedwongen. Deze verplaatsing wordt niet gecompenseerd door de centrifugaalkracht aangezien deze is afgezwakt door de verminderde kromming aan het einde van het kanaal. Een heel ander stromingsbeeld vindt men terug voor de stallconditie. In dit werkingspunt is er geen Corioliskracht aanwezig omdat de turbine geen rotatiesnelheid heeft, en kan de afgezwakte centrifugaalkracht de stroming wel nog naar de shellzijde dwingen. Door de vorm van het kanaal zal de stroming echter ook naar de zuigzijde worden verplaatst.

De Stator



Figuur 33: De relatieve snelheid in verschillende doorsneden van het statorkanaal.

Vooraleer de bespreking aan te vatten wordt nog even herhaald dat de schikking van de druk-, zuig-, shell- en corezijde dezelfde is als hierboven en dat de grijswaarden van de contouren niet in elke figuur hetzelfde relatieve snelheidsniveau voorstellen.

In het algemeen kan men stellen dat de stromingspatronen in de stator voor het designpunt en bij stall kwalitatief gelijkaardig zijn. De oorzaak hiervan is uiteraard dat de stator vast staat in elk werkingpunt. De verschillen tussen beide werkingpunten zijn enerzijds te wijten aan het feit dat er bij stall een groter debiet door het kanaal vloeit en anderzijds aan de grotere aanvalshoek bij stall. Het laatstgenoemde zorgt er voor dat er bij stall afscheiding zal optreden in het eerste kwart van het kanaal. Ook in het designpunt zal de stroming gedeeltelijk moeten

loslaten zodat deze weer zal segregeren in een hoogenergetisch en een laagenergetisch deel, welke duidelijk te onderscheiden zijn in de figuur.

De hoogenergetische stroming aan de drukzijde in het eerste kwart van het kanaal zal door de kromming van het kanaal naar de shellzijde gedreven worden. Merk ook op dat er in de helft een gedeeltelijke heraanhechting is van de stroming in de shell-zuighoek. De stroming aan de shell heeft namelijk voldoende energie om heraanhechting weer mogelijk te maken, wat verdergezet wordt tot aan het laatste kwart van het kanaal. Naar het einde van het kanaal toe vindt er echter nog een sterke omzwenking van de schoepen plaats zodat de stroming nogmaals moet loslaten. Voor toekomstige ontwerpen lijkt het dus beter om meer omzwenking in het begin van de schoep te voorzien zodat er zich slechts één afscheidingszone moet voordoen.

Hoofstuk 8: Slotbemerkingen

Deze scriptie stelt een vrij eenvoudige ontwerpsmethodiek voor om een hydraulische koppelvormer van om het even welke afmetingen te ontwikkelen. De eenvoud van deze methode ligt in het feit dat er een ééndimensionaal model is opgebouwd dat toch voldoende betrouwbare resultaten verschaft. Het blijkt dat door een goede keuze van de verliescoëfficiënten men de complexe stromingen in de koppelvormer in rekening kan brengen, terwijl men eigenlijk de stroming slechts ééndimensionaal beschouwt.

Om een goede keuze te maken van deze verliescoëfficiënten kan men op 3 manieren te werk gaan. De eerste en de meest betrouwbare methode is het experimenteel bepalen van deze coëfficiënten door analyse van de karakteristieken van bestaande koppelvormers met dezelfde nominale diameter. Men kiest dus de wrijvingsverliescoëfficiënt die de beste overlapping geeft van de experimenteel opgemeten karakteristieken met de karakteristiek bepaald door het ééndimensionale model. Indien er geen data van bestaande koppelvormers beschikbaar zijn, kan men beroep doen op de tweede methode. Uit de recht evenredigheid tussen de wrijvingscoëfficiënt en het kwadraat van de nominale diameter, kan men namelijk met de in deze scriptie voorgestelde coëfficiënt voor de 13 inch koppelvormer dus een grootte-orde schatten voor alle koppelvormers. De laatste methode stelt een iteratief proces voor via computational fluid dynamics. Het is aan te raden eerst de voorgaande methoden te proberen, aangezien deze laatste veel tijd zal vergen.

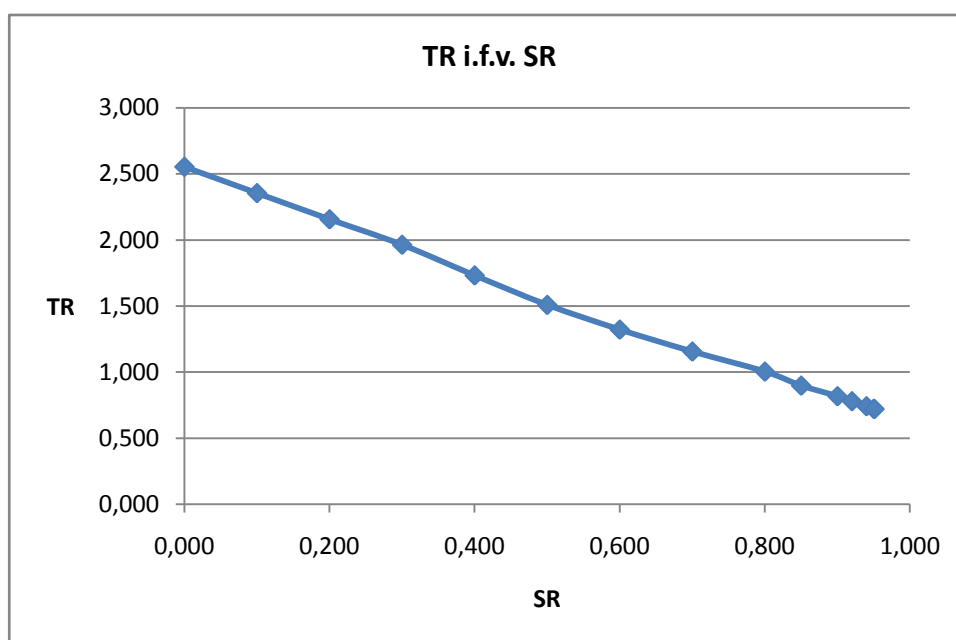
Naast het ééndimensionale ontwerp geeft deze scriptie ook een methode om dit ontwerp uit te breiden naar drie dimensies. Hiervoor wordt beroep gedaan op de Kaplan methode. Voor een bepaalde keuze van de verdeling van de omzwenking volgens de lengte van de elementen en voor een keuze van de variatie van de in- en uitlaathoeken volgens de hoogte kan deze methode een driedimensionale beblading genereren.

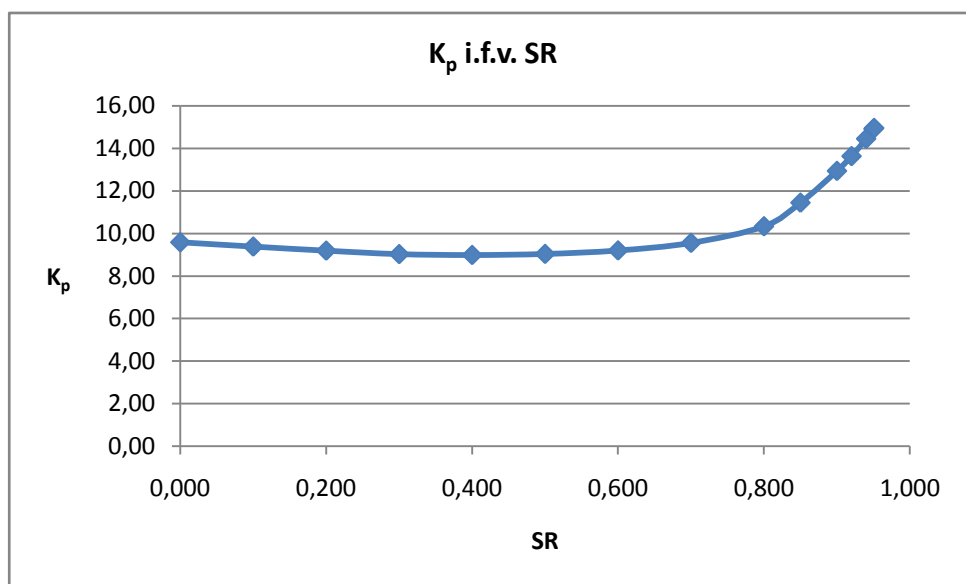
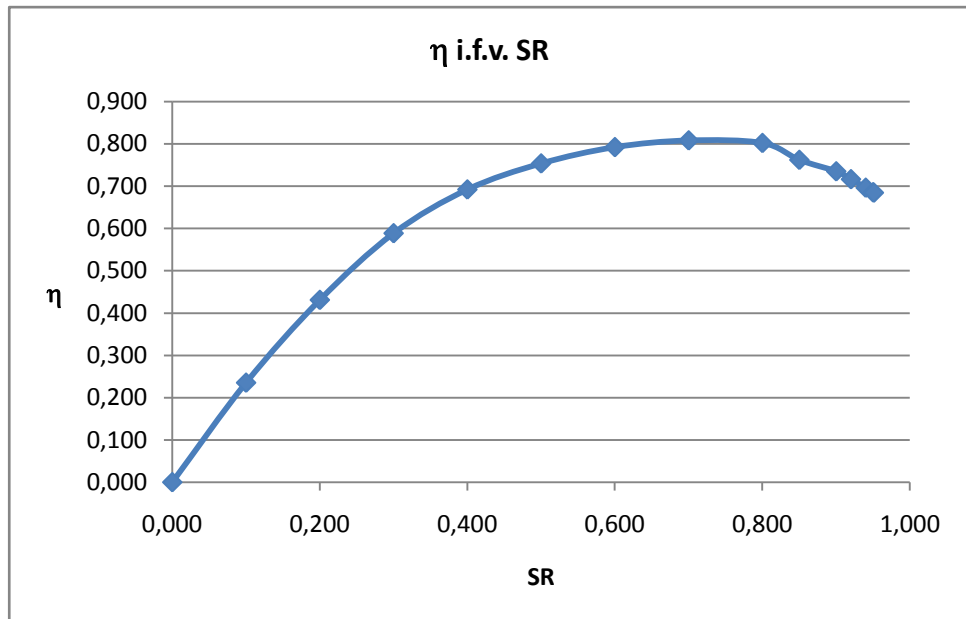
Ten slotte moet nog vermeld worden dat deze ontwerpsmethodiek slechts een initieel maar bruikbaar design zal opleveren en dat het dus aan te raden is om nog een optimalisatie uit te voeren via computational fluid dynamics. De voorgestelde methodiek zal namelijk alle secundaire stromingen trachten te vatten in één enkele verliescoëfficiënt, wat dus een sterke vereenvoudiging met zich mee brengt. Via computational fluid dynamics kan men nu de lokale stromingspatronen gaan bekijken, en nieuwe keuzes maken om afscheidingen of terugstromingen te beperken en dus het rendement te optimaliseren. Door een aanpassing van de invoer in de Kaplanmethode kan men dus vernieuwde schoepen construeren en de effecten van deze aanpassingen gaan bekijken.

Bijlage A: Ontwerpspecificaties

Hier wordt een overzicht gegeven van de specificaties voorgelegd door de Dana Corporation. Deze gegevens zijn afkomstig van een bestaande 13 inch koppelomvormer. De bedoeling van het nieuwe ontwerp is het rendement te optimaliseren bij behoud van de TR bij stall.

specificaties					
MP 2000	SR	TR	η	K_p	Opmerking
478	0,000	2,553	0,000	9,58	het stall-punt optimum rendement het coupling point
499	0,100	2,354	0,235	9,38	
520	0,200	2,156	0,431	9,18	
539	0,300	1,963	0,589	9,02	
544	0,400	1,731	0,692	8,98	
538	0,500	1,508	0,754	9,03	
519	0,600	1,321	0,793	9,19	
481	0,700	1,155	0,809	9,55	
411	0,800	1,003	0,802	10,33	
335	0,850	0,897	0,762	11,44	
262	0,900	0,817	0,735	12,94	
236	0,920	0,779	0,717	13,63	
210	0,940	0,741	0,697	14,45	
197	0,950	0,722	0,686	14,92	
196	0,951	0,720	0,685	14,96	





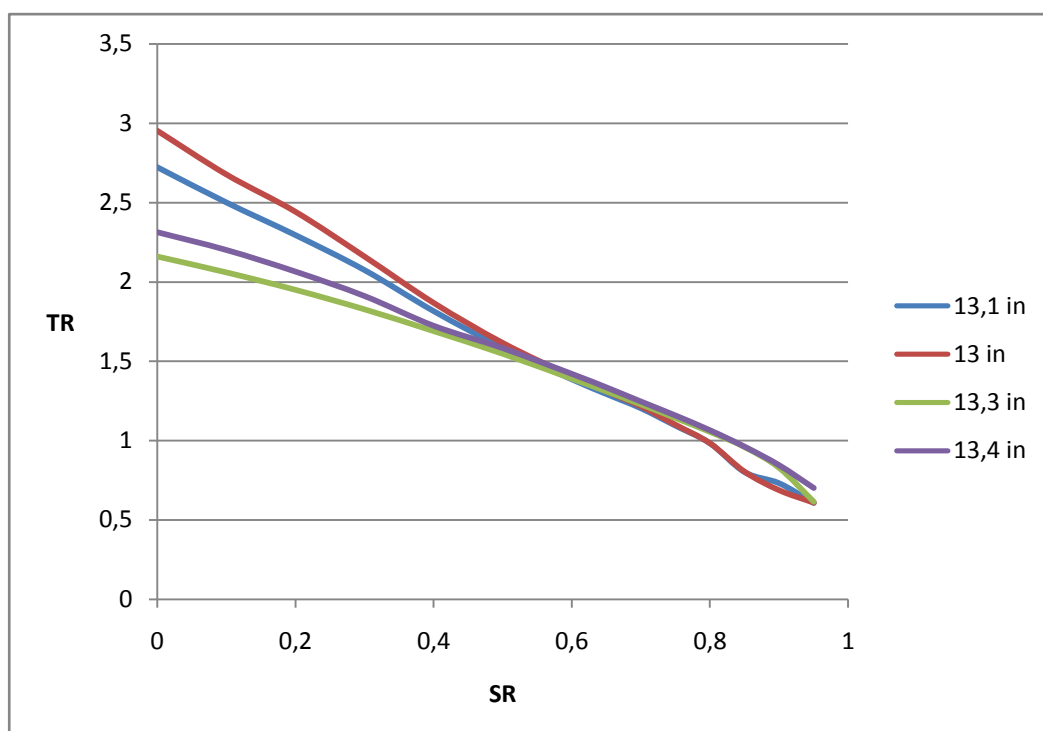
Bijlage B: Experimenteel Opgemeten Karakteristieken van Bestaande Koppelomvormers

De Dana Corporation verschaftte volgende data van vier verschillende koppelomvormers. Deze gegevens maken een schatting van de wrijvingscoëfficiënt en de stootverliescoëfficiënt mogelijk.

	hoeken			
	13 in	13,1 in	13,3 in	13,4 in
β_{p1}	-30	-30	-30	-30
β_{p2}	-45	-20	-20	-45
β_{t1}	45	45	45	45
β_{t2}	-65	-65	-65	-65
β_{r1}	-30	-30	0	0
β_{r2}	44	44	44	44

SR	TR			
	13 in	13,1 in	13,3 in	13,4 in
0	2,953145	2,721777	2,160	2,312
0,1	2,677316	2,499612	2,060	2,200
0,2	2,442221	2,293952	1,950	2,064
0,3	2,159618	2,073309	1,827	1,910
0,4	1,867465	1,814895	1,690	1,723
0,5	1,614945	1,583804	1,547	1,582
0,6	1,404447	1,38502	1,390	1,420
0,65	1,309345	1,292275	1,310	1,335
0,7	1,215423	1,202504	1,228	1,246
0,75	1,098929	1,092818	1,142	1,158
0,8	0,981982	0,981412	1,055	1,065
0,85	0,802927	0,800372	0,959	0,962
0,9	0,686351	0,73019	0,828	0,845
0,95	0,607794	0,605839	0,615	0,702

Experimenteel Opgemeten Karakteristieken van Bestaande Koppelomvormers



Bijlage C: Lijst van 13 inch Koppelvormers met Geoptimaliseerd Rendement

Onderstaande lijst geeft alle mogelijke karakteristieken van een 13 inch koppelvormer met een geoptimaliseerd rendement en een designpunt met een SR van 0,6. De maximaal mogelijke TR is in dit geval 1,45, wat overeenkomt met een rendement in het designpunt van 87%. Deze karakteristieken volgen uit de ééndimensionale ontwerpmethodiek uit hoofdstuk 5. De gekozen stap van de parameters β_{t2} en β_{p2} zijn respectievelijk 1° en 9° .

				TR										
SR				0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,99
$\beta_{t2} (^{\circ})$	-70	$\beta_{p2} (^{\circ})$	-45	2,67	2,45	2,24	2,03	1,83	1,64	1,45	1,27	1,10	0,93	0,75
			-36	2,66	2,44	2,23	2,02	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,74
			-27	2,65	2,43	2,22	2,01	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,73
			-18	2,63	2,41	2,21	2,01	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,93	0,73
			-9	2,61	2,40	2,20	2,00	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
			0	2,60	2,39	2,19	1,99	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
			9	2,58	2,37	2,18	1,99	1,80	1,62	1,45	1,28	1,10	0,92	0,71
			18	2,56	2,36	2,17	1,98	1,80	1,62	1,45	1,28	1,11	0,92	0,71
			24	2,55	2,36	2,16	1,98	1,80	1,62	1,45	1,28	1,11	0,92	0,71
			27	2,55	2,35	2,16	1,98	1,80	1,62	1,45	1,28	1,11	0,92	0,70
			36	2,54	2,34	2,16	1,97	1,80	1,62	1,45	1,28	1,11	0,92	0,70
45	2,54	2,35	2,16	1,97	1,80	1,62	1,45	1,28	1,11	0,92	0,70			
SR				0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,99
$\beta_{t2} (^{\circ})$	-69	$\beta_{p2} (^{\circ})$	-45	2,67	2,46	2,24	2,03	1,83	1,64	1,45	1,27	1,10	0,93	0,75
			-36	2,66	2,44	2,23	2,02	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,74
			-27	2,65	2,43	2,22	2,02	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,74
			-18	2,64	2,42	2,21	2,01	1,82	1,63	1,45	1,28	1,10	0,93	0,73
			-9	2,62	2,41	2,20	2,00	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,73
			0	2,60	2,39	2,19	2,00	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
			9	2,59	2,38	2,18	1,99	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
			18	2,57	2,37	2,17	1,99	1,80	1,62	1,45	1,28	1,10	0,92	0,71
			27	2,56	2,36	2,17	1,98	1,80	1,62	1,45	1,28	1,11	0,92	0,71
			36	2,55	2,35	2,16	1,98	1,80	1,62	1,45	1,28	1,11	0,92	0,71
SR				0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,99
$\beta_{t2} (^{\circ})$	-68	$\beta_{p2} (^{\circ})$	-45	2,67	2,46	2,24	2,03	1,83	1,64	1,45	1,27	1,10	0,93	0,75
			-36	2,67	2,45	2,23	2,03	1,83	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,75
			-27	2,66	2,44	2,22	2,02	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,74
			-18	2,64	2,42	2,21	2,01	1,82	1,63	1,45	1,28	1,10	0,93	0,73
			-9	2,63	2,41	2,20	2,01	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,93	0,73
			0	2,61	2,40	2,20	2,00	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
			9	2,60	2,39	2,19	1,99	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
			18	2,58	2,38	2,18	1,99	1,80	1,62	1,45	1,28	1,10	0,92	0,71
			27	2,57	2,37	2,17	1,99	1,80	1,62	1,45	1,28	1,10	0,92	0,71
			36	2,57	2,37	2,18	1,99	1,80	1,62	1,45	1,28	1,10	0,92	0,71

Lijst van 13 inch Koppelvormers met Geoptimaliseerd Rendement

TR														
SR				0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,99
$\beta_{t2} (^{\circ})$	-67	$\beta_{p2} (^{\circ})$	-45	2,67	2,46	2,25	2,04	1,83	1,64	1,45	1,27	1,10	0,93	0,75
			-36	2,67	2,45	2,24	2,03	1,83	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,75
			-27	2,66	2,44	2,23	2,02	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,74
			-18	2,65	2,43	2,22	2,01	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,74
			-9	2,63	2,42	2,21	2,01	1,82	1,63	1,45	1,28	1,10	0,93	0,73
			0	2,62	2,41	2,20	2,00	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,73
			9	2,61	2,39	2,19	2,00	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
			18	2,59	2,39	2,19	1,99	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
			27	2,59	2,38	2,18	1,99	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
SR				0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,99
$\beta_{t2} (^{\circ})$	-66	$\beta_{p2} (^{\circ})$	-36	2,67	2,45	2,24	2,03	1,83	1,64	1,45	1,27	1,10	0,93	0,75
			-27	2,66	2,44	2,23	2,02	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,74
			-18	2,65	2,43	2,22	2,02	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,74
			-9	2,64	2,42	2,21	2,01	1,82	1,63	1,45	1,28	1,10	0,93	0,73
			0	2,63	2,41	2,21	2,01	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,93	0,73
			9	2,62	2,40	2,20	2,00	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
			18	2,61	2,40	2,19	2,00	1,81	1,63	1,45	1,28	1,10	0,92	0,72
SR				0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,99
$\beta_{t2} (^{\circ})$	-65	$\beta_{p2} (^{\circ})$	-27	2,67	2,45	2,24	2,03	1,83	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,75
			-18	2,66	2,44	2,23	2,02	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,74
			-9	2,65	2,43	2,22	2,02	1,82	1,63	1,45	1,27	1,10	0,93	0,74

Bijlage D: Voorbeeld van een Eéndimensionaal Ontwerp

Bij wijze van voorbeeld wordt volgend ééndimensionaal ontwerp voorgesteld. Het betreft een 13 inch koppelomvormer met een TR bij stall van 2,55 en een geoptimaliseerd rendement, berekend via de methode voorgesteld in hoofdstuk 5. In deze bijlage worden verschillende eigenschappen opgesomd. Zoals bij de meeste experimenten wordt een constant pompkoppel opgelegd van 400Nm.

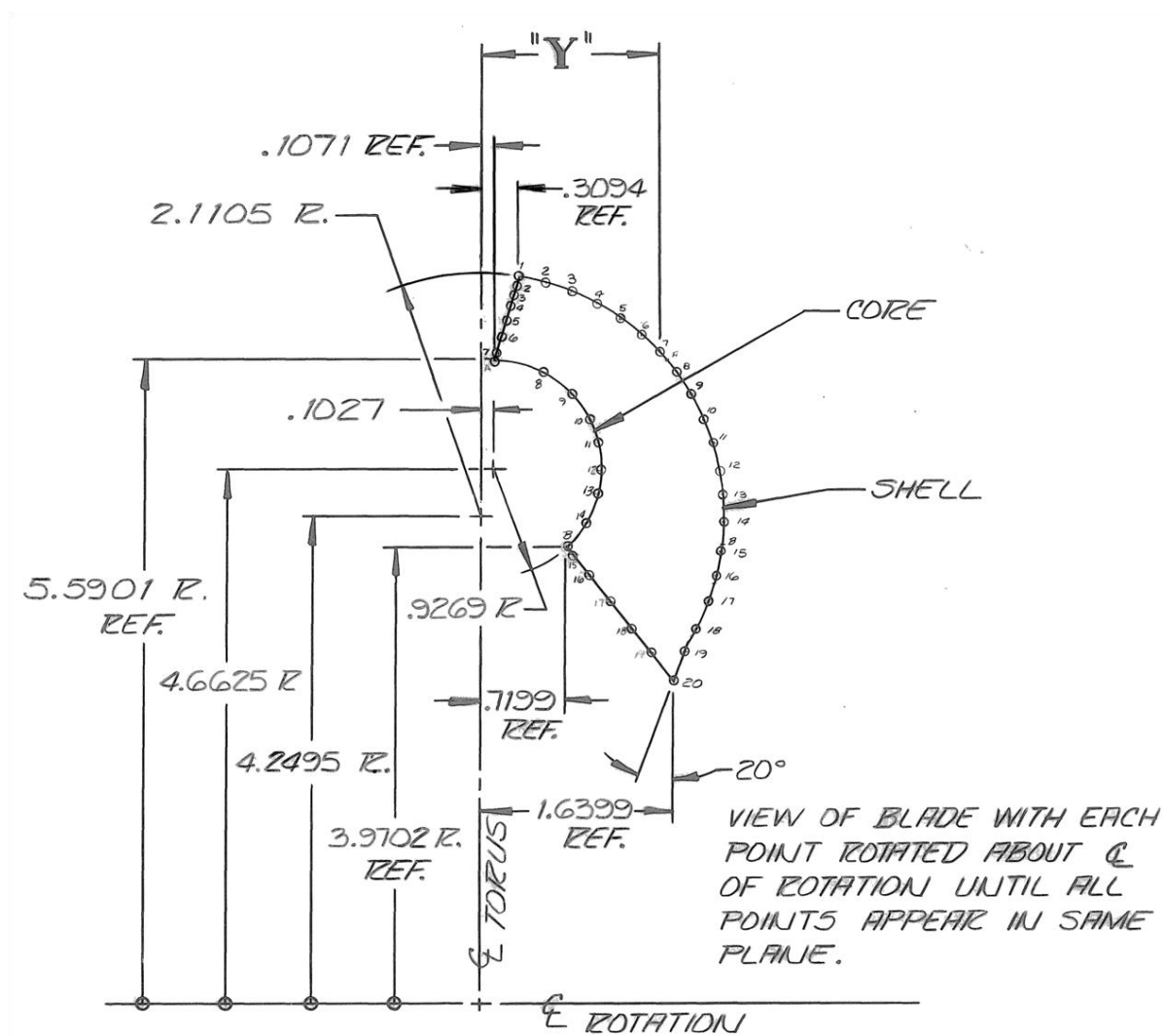
specificaties van het werkingsfluïdum		
grootheid	eenheid	waarde
ρ	kg/m ³	880
μ	kg/m/s	0,00088

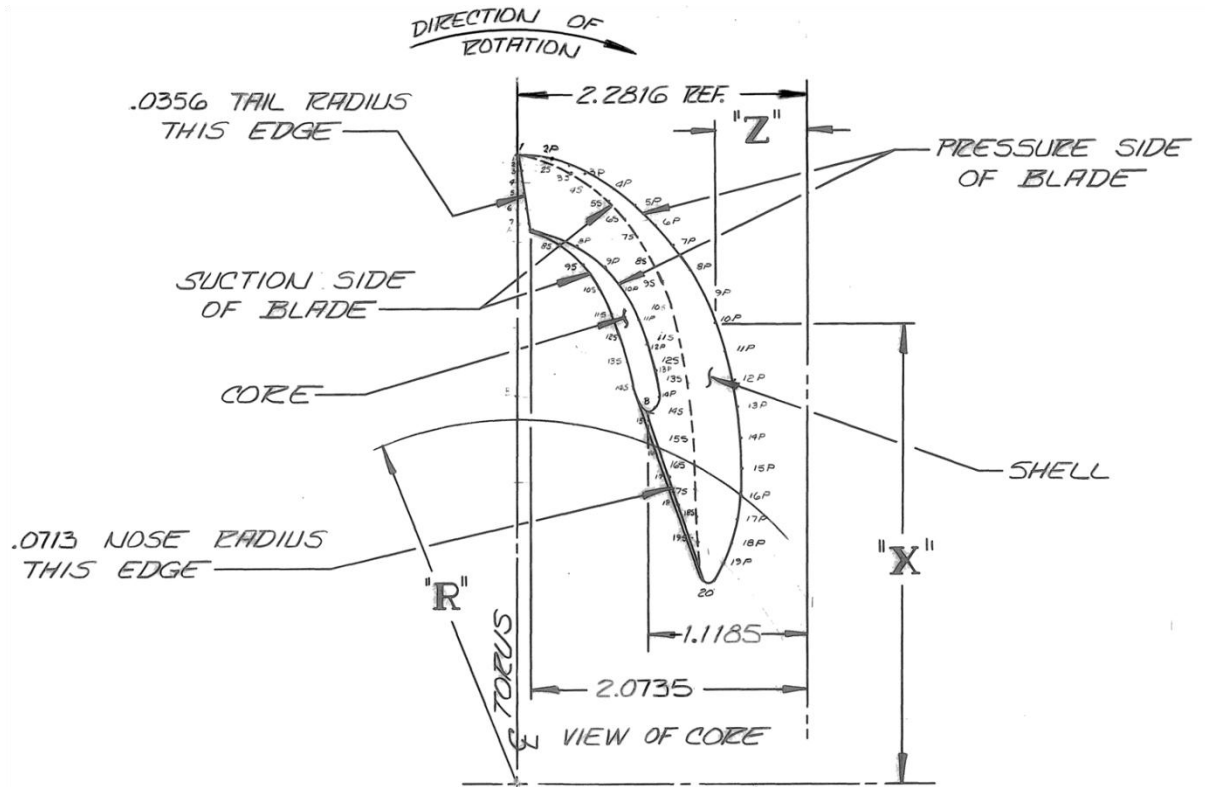
geometrie van de koppelomvormer			
grootheid	eenheid	waarde	opmerkingen
D	m	0,3302	nominale diameter afstanden tussen de rotatieas en de posities op het designpad
R_{p1}	m	0,0962	
R_{p2}	m	0,1553	
R_{t1}	m	0,1553	
R_{t2}	m	0,0962	
R_{r1}	m	0,0962	
R_{r2}	m	0,0962	
A	m ³	0,0197	doorstroomsectie Deze hoeken worden gemeten tussen de normale aan het doorstromingsoppervlak en de raaklijn aan de schoep, positief volgens de loopsnelheid.
β_{p1}	°	-41	
β_{p2}	°	24	
β_{t1}	°	70	
β_{t2}	°	-70	
β_{r1}	°	-31	
β_{r2}	°	70	
aantal schoepen pomp	-	23	
aantal schoepen turbine	-	18	
aantal schoepen stator	-	14	
Ruwheidshoogte van Nikuradse	mm	0,25	Gietijzer

Eigenschappen per werkingpunt												
grootheid	eenheid	waarde										
SR	-	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,99
TR	-	2,558	2,359	2,167	1,981	1,8	1,624	1,451	1,279	1,105	0,921	0,65
T _p	Nm	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
T _t	Nm	-1023	-944	-867	-792	-720	-649	-580	-512	-442	-368	-260
T _r	Nm	623	544	467	392	320	249	180	112	42	-32	-140
N _p	rpm	1744	1769	1799	1838	1888	1954	2043	2171	2376	2785	7159
N _t	rpm	0	177	360	551	755	977	1226	1520	1901	2506	7159
η	%	0	24	43	59	72	81	87	90	88	83	65
K _p	rpm/VNm	87,2	88,4	90,0	91,9	94,4	97,7	102,2	108,6	118,8	139,2	357,9
K _t	rpm/VNm	0,0	5,8	12,2	19,6	28,1	38,3	50,9	67,2	90,4	130,6	444,1
Q/ω _p	m ³ /rad x10 ⁻⁴	8,9	8,4	7,8	7,2	6,6	6,0	5,2	4,5	3,6	2,5	0,3
Q	m ³ /s	0,16	0,15	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,07	0,03
m	kg/s	143,0	136,4	129,6	122,5	115,2	107,3	98,8	89,3	78,1	63,3	22,4
F	m/s	8,246	7,866	7,475	7,069	6,642	6,189	5,698	5,149	4,503	3,649	1,294
ΔW _p	J/kg	511	543	582	628	687	763	866	1019	1275	1844	13369
ΔW _t	J/kg	0	-128	-252	-373	-495	-619	-754	-912	-1127	-1529	-8684
Δq _{irr,wr,p}	J/kg	15	14	13	11	10	9	7	6	5	3	0
Δq _{irr,wr,t}	J/kg	110	100	90	81	71	62	52	43	33	22	3
Δq _{irr,wr,r}	J/kg	110	100	90	81	71	62	52	43	33	22	3
Δq _{irr,st,p}	J/kg	75	57	40	25	13	4	0	5	29	110	2272
Δq _{irr,st,t}	J/kg	44	30	19	11	5	1	0	1	3	8	4
Δq _{irr,st,r}	J/kg	157	114	77	46	22	6	0	9	45	151	2402
Δq _{irr,p}	J/kg	91	71	52	36	23	12	7	11	34	113	2272
Δq _{irr,t}	J/kg	154	130	110	92	76	63	52	44	36	29	7
Δq _{irr,r}	J/kg	267	214	168	127	93	68	52	52	78	173	2405
Δq _{irr,tot}	J/kg	511	415	330	255	192	144	112	107	148	315	4684

Bijlage E: Voorbeeld van een Driedimensionaal Ontwerp van de Beblading

Om een goede driedimensionale structuur van de beblading te kiezen, wordt hieronder een voorbeeld van een ontwerp van een pompblad gegeven van een koppelomvormer van de Dana Corporation. Men ziet een projectie rond de rotatieas op het xy-vlak en een driedimensionale figuur. De 40 punten aan shellzijde van de schoep worden van 1 tot 20 genummerd met een index p of s wanneer ze zich respectievelijk aan de druk- of de zuigzijde van de schoep bevinden. Er is nog een andere nummering aangebracht, die begint bij 1 aan de vluchtboord en over de core eindigt bij 20 aan de aanvalskant. De punten aan de core zijn ook tweedelig uitgevoerd voor de drukzijde enerzijds en de zuigzijde anderzijds. Bij een verdere analyse zal geen rekening gehouden worden met de dikte van de schoepen door de coördinaten van de punten aan de druk- en zuigzijde uit te middelen.





Uit de coördinaten van de punten die de schoep beschrijven kan men concluderen dat zowel de aanvalsboord als de vluchtboord beschreven worden door rechten en dat de punten met hetzelfde nummer op de shell en de core eveneens verbonden worden d.m.v. rechten. Door de vorm van de stroomlijn aan de core en de shell te bepalen, vindt men dus de volledige bladvormgeving met een verwaarloosde dikte. Dezelfde besluiten kunnen getrokken worden voor de schoepen van de stator en de turbine, waarvan ook de figuren en de coördinaten bestudeerd werden.

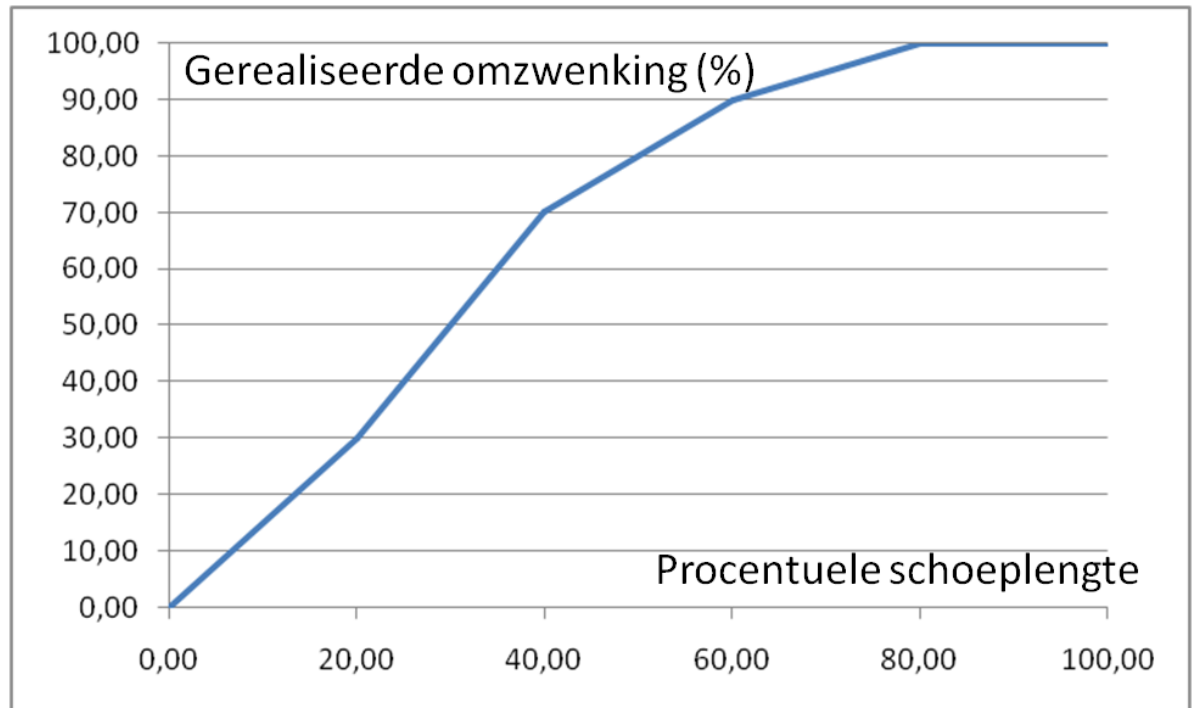
Uit de coördinaten van deze punten kunnen nu enkele besluiten getrokken worden. Ten eerste blijken de afstanden tussen twee opeenvolgende punten ongeveer gelijk te zijn, weliswaar werd een verschillende afstand voor de core en shell gekozen. Daarnaast werden de richtingshoeken langs de shell en de core van de verschillende elementen bepaald, die in onderstaande tabel zijn opgesomd. Men ziet dat de omzwenkingen 10° tot 14° verschillen tussen de core en de shell en dat de uitlaathoeken ongeveer gelijk zijn in grootte.

Voorbeeld van een Driedimensionaal Ontwerp van de Beblading

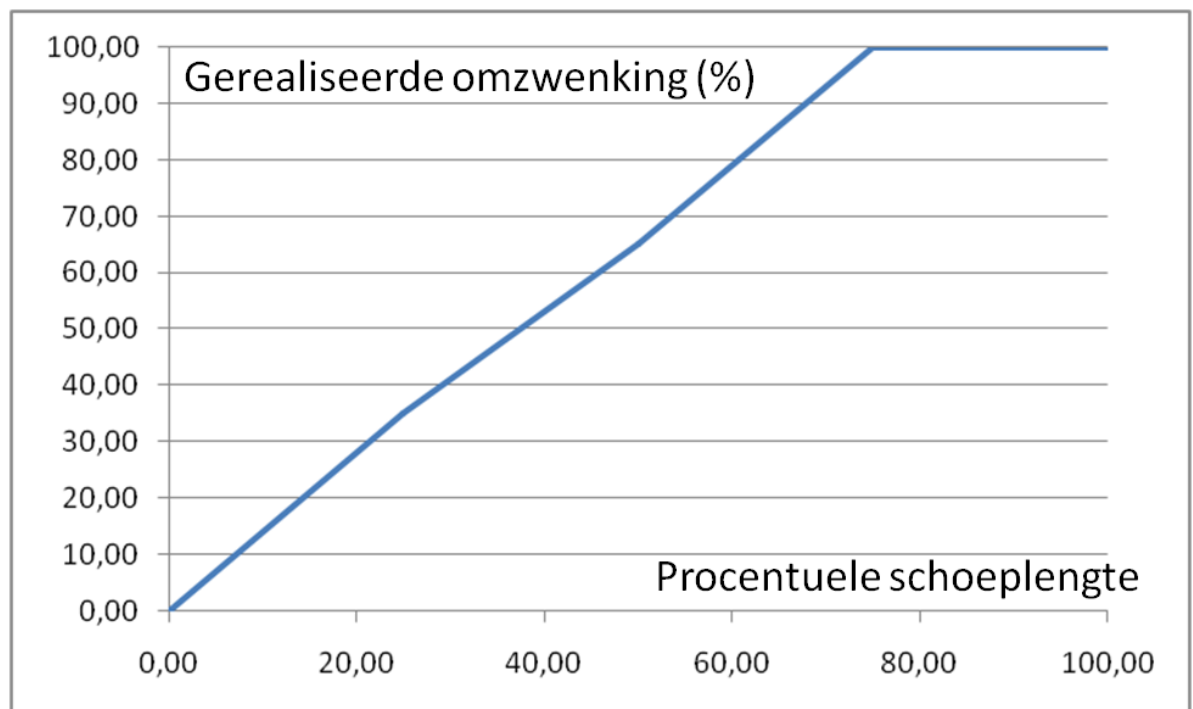
Element	pomp		turbine		stator	
Stroomlijn	shell	core	shell	core	shell	core
De richtingshoeken van aanvalsboord tot vluchtboord (°)	-27	-18	34	28	-36	-23
	-26	-23	34	0	-24	-18
	-24	-27	29	-28	-7	5
	-25	-28	21	-34	10	27
	-25	-32	11	-38	25	88
	-25	-42	-1	-39	38	50
	-26	-44	-10	-41	48	55
	-27		-23		56	56
	-27		-32		58	61
	-29		-43		54	53
	-30		-53			
	-32		-60			
	-35		-61			
	-35		-63			
	-38		-61			
	-40		-58			
	-42		-56			
	-45		-53			
	-43		-50			
			-48			
Omzwenking (°)	-16	-26	-82	-69	90	76

Bijlage F: De Buiging van de Stator en de Turbine

Uit de data uit bijlage E kunnen nu volgende verdelingen van de omzwenkingen van de stator en de turbine voorgesteld worden:



De verdeling van de buiging van de turbine volgens de lengte.

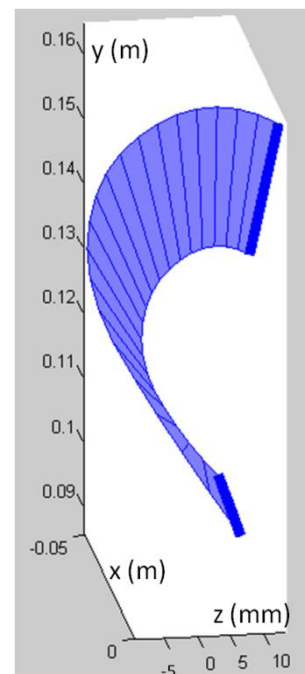
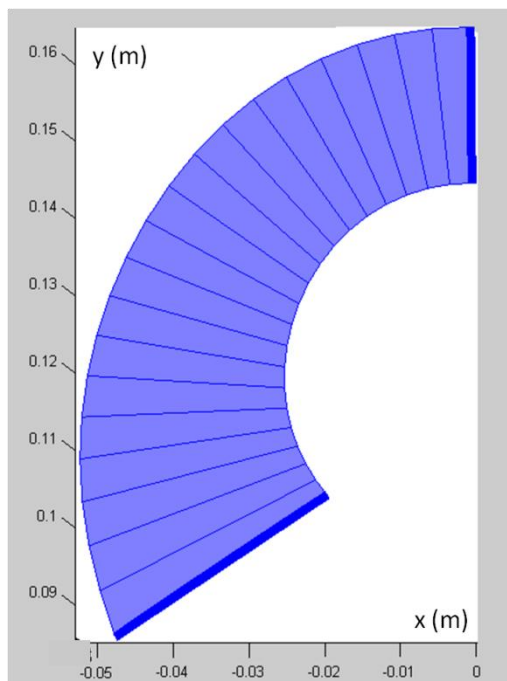


De verdeling van de buiging van de stator volgens de lengte.

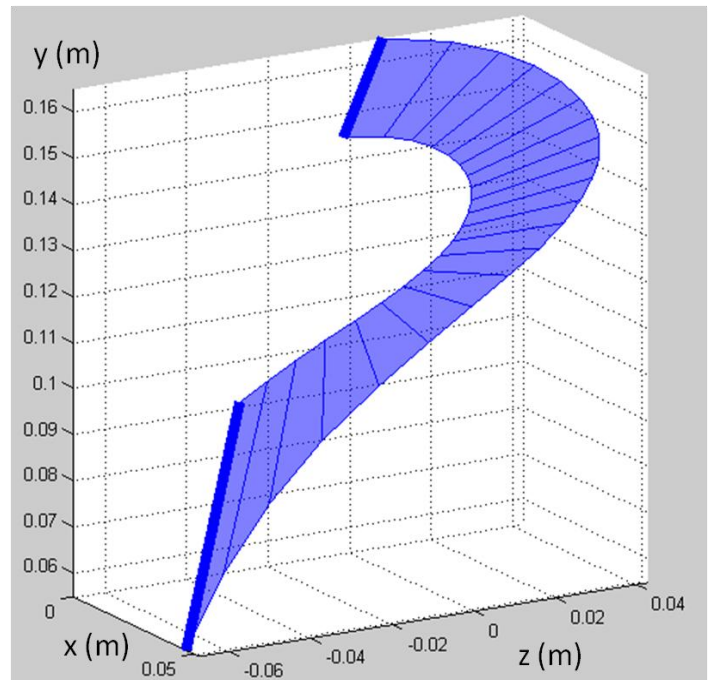
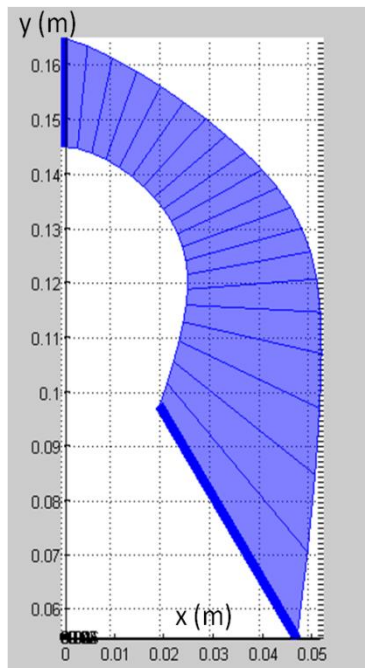
Bijlage G: Een Driedimensionaal Ontwerp van een 13 inch Koppelomvormer

Het algoritme uit hoofdstuk 6 verschaft een methodiek om driedimensionale schoepen te ontwerpen uitgaande van een ééndimensionaal ontwerp. Bij wijze van voorbeeld wordt het ontwerp uit bijlage D uitgebreid naar drie dimensies. Men neemt hiervoor de in- en uitlaathoeken constant over de hoogte van de schoep en gelijk aan deze uit het ééndimensionale ontwerp. De bladen worden in de lengte in 20 intervallen onderverdeeld en voor de verdeling van de ombuiging wordt figuur 28 en bijlage F gebruikt. In plaats van een opsomming te maken van de berekende punten, wordt voor elk element enkele figuren getoond uit MATLAB.

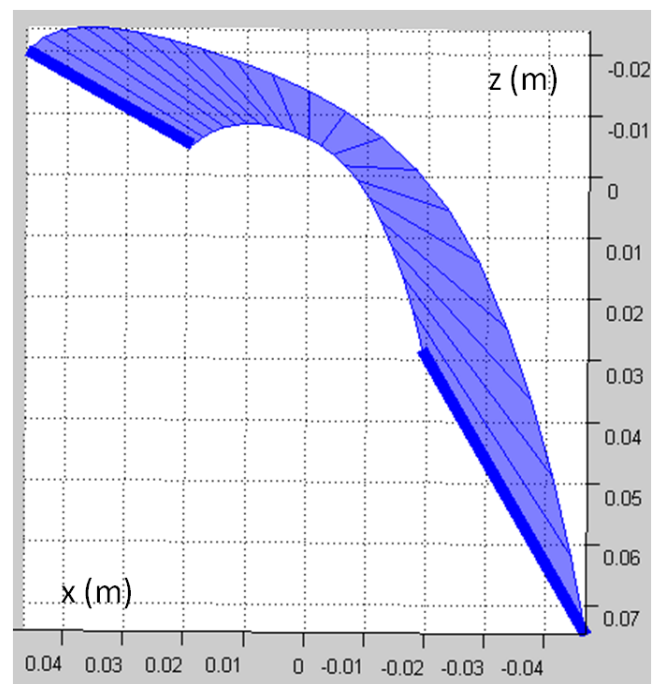
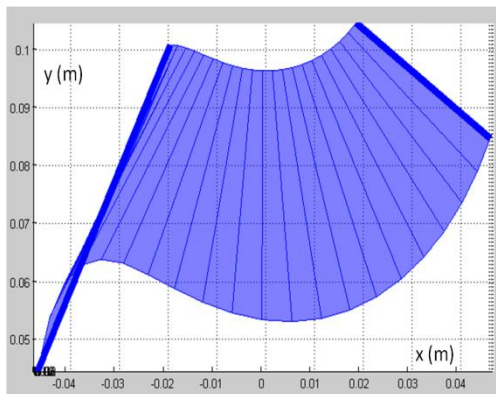
Pomp



Turbine

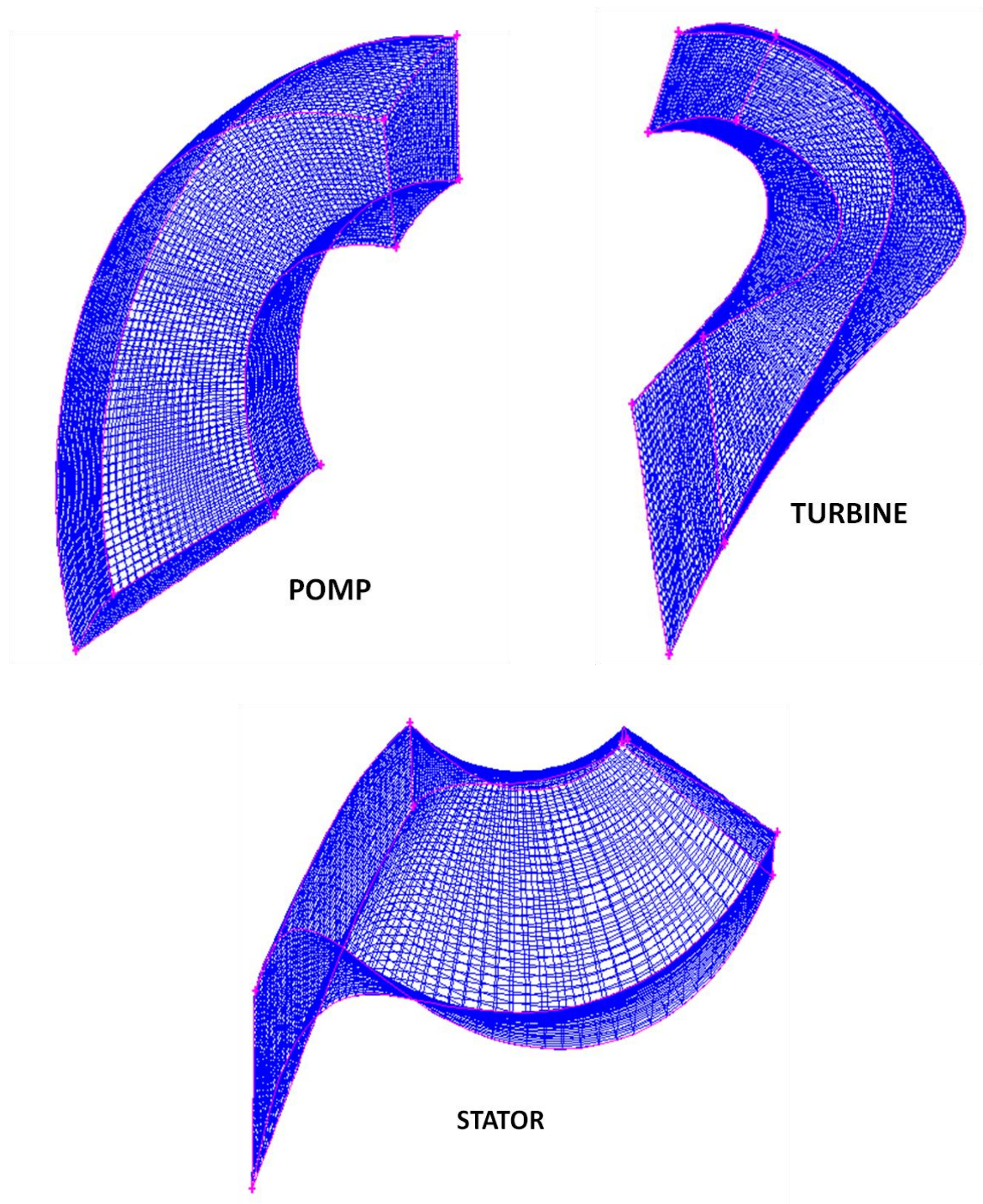


Stator



Bijlage H: De Grids voor de Simulaties

De in Gambit gecontrueerde initiële grids die gebruikt worden voor de simulaties van de 13 inch koppelomvormer uit bijlage D en G worden hieronder voorgesteld. Deze verschillen sterk van de uiteindelijke grids aangezien men de cellen aan de wanden moet verfijnen of grover maken zodat de y^+ waarden binnen de grenzen van de log-laag zouden vallen.



Bijlage I: Vergelijking tussen de Eéndimensionale Berekeningen en de Resultaten van de Simulatie voor het Designpunt

In deze bijlage worden de resultaten van de simulatie van het designpunt met de resultaten van de ééndimensionale analyse vergeleken. De wijze waarop de grootheden ééndimensionaal berekend worden, is uiteengezet in hoofdstuk 7. De grootheden aan de in- en de uitlaat van elke component worden in Fluent via een massadebietgewogen integraal opgevraagd. In het volgende zal een koppel van 400 Nm oplegd worden aan het pompwiel en zal aan de uitgang van de stator een druk van 2 bar gekozen worden. Zoals uitgelegd in hoofdstuk 7 zal voor elk element aan de ingang een uniform snelheidsprofiel en aan de uitgang een uniform drukprofiel gekozen worden, zoals berekend in de ééndimensionale analyse.

Enkele globale eigenschappen van het designpunt uit de ééndimensionale berekeningen			
grootheid	eenheid	waarde	opmerking
SR	-	0,6	Dit is een keuze
TR	-	1,45	
T_p	Nm	400	
T_t	Nm	-580,22	
ω_p	rad/s	213,94	
ω_t	rad/s	128,37	
η	%	87	
F	m/s	5,58	
$\dot{m}$	kg/s	98,78	

Enkele nuttige geometrische grootheden			
grootheid	eenheid	waarde	opmerking
aantal schoepen van de pomp	-	23	
aantal schoepen van de turbine	-	18	
aantal schoepen van de stator	-	14	

Informatie over de grids				
grootheid	eenheid	pomp	turbine	stator
aantal cellen	-	269488	353628	133007
aantal wandcellen met y^+ onder 30	-	5442	319	9
aantal wandcellen met y^+ boven 300	-	0	13	0

Eigenschappen van de transmissievloeistof		
grootheid	eenheid	waarde
ρ	kg/m ³	880
μ	kg/m/s	0,00088

Vergelijking tussen de Eéndimensionale Berekeningen en de Resultaten van de Simulatie voor het Designpunt

Een vergelijking tussen de ééndimensionale berekening en de simulatie											
grootheid	eenheid	pomp		turbine		stator		opmerkingen			
		ééndim.	simulatie	ééndim.	simulatie	ééndim.	simulatie				
$\dot{m}_{in}$	kg/s	4,29	4,2853	5,48	5,4781	7,06	7,0444	Dit is het koppel die het kanaal op de stroming uitoefent.			
$\dot{m}_{uit}$	kg/s	-4,29	-4,2853	-5,48	-5,4781	-7,06	-7,0444				
Δp_0	Pa	755908	797889,5	-709720	-681807,5	-48187	-20104,2				
T_{kanaal}	Nm	17,39	18,4942	-32,22	-29,3372	12,85	9,4726				
v_{in}	m/s	16,66	16,77	36,22	35,92	6,59	6,37				
v_{uit}	m/s	36,22	38,15	6,59	10,92	16,66	11,94				
w_{in}	m/s	7,53	7,35	16,82	16,53	6,59	6,37				
w_{uit}	m/s	6,24	12,21	16,66	13,85	16,66	11,94				
p_{in}	Pa	200000	233531	500920	514629	349230	267498				
p_{uit}	Pa	500920	500714	349230	349225	200000	200000				
k_{in}	m ² /s ²	-	5	-	15	-	2,5	Men kiest voor de uitgang van de stator een druk van 2 bar.			
k_{uit}	m ² /s ²	-	3	-	23	-	0,94				
ϵ_{in}	m ² /s ³	-	3641	-	15216	-	1658				
ϵ_{uit}	m ² /s ³	-	3810	-	21202	-	1795				
ΔW	J/kg	867	923	-755	-687	0	0		Hiervoor vermenigvuldigt men het koppel met de hoekrotatie.		
$T_{element}$	Nm	400	425	-580	-528	180	133				
Δq_{irr}	J/kg	7,36	16,61	52,49	87,31	52,49	22,85				
f	-	0,378	0,223	0,378	0,910	0,378	0,321				
grootheid		totale omvormer		opmerkingen							
	eenheid	ééndim.	simulatie								
momentenevenwicht	Nm	0	30	Dit is het rechterlid van het momentenevenwicht en zou dus nul moeten zijn.							
η	%	87	74								
TR	-	1,45	1,24								
Δq_{irr}	J/kg	112,34	126,77								
f	-	0,378	0,524	Dit is de verliescoëfficiënt betrokken op de relatieve snelheid aan de uitlaat.							

Bijlage J: Vergelijking tussen de Eéndimensionale Berekeningen en de Resultaten van de Simulatie voor de Stall-Conditie

Voor de simulatie van de stall-conditie van de 13 inch koppelomvormer uit bijlages D en G, vindt men de volgende gridkenmerken en resultaten. De aannamen zijn dezelfde als voor de simulatie van het designpunt uit bijlage I.

Enkele eigenschappen van stall-conditie uit de ééndimensionale berekeningen		
grootheid	eenheid	waarde
SR	-	0
TR	-	2,56
T_p	Nm	400
T_t	Nm	1023
ω_p	rad/s	182,68
ω_t	rad/s	0
η	%	0
F	m/s	8,25
$\dot{m}$	kg/s	124,95

Informatie over de grids				
grootheid	eenheid	pomp	turbine	stator
aantal cellen	-	342484	491696	228431
aantal wandcellen met y^+ onder 30	-	2340	103	21
aantal wandcellen met y^+ boven 300	-	51	6029	2647

Vergelijking tussen de Eéndimensionale Berekeningen en de Resultaten van de Simulatie
voor de Stall-Conditie

Een vergelijking tussen de ééndimensionale berekening en de simulatie voor de stall-conditie							
grootheid	eenheid	pomp		turbine		stator	
		ééndim.	simulatie	ééndim.	simulatie	ééndim.	simulatie
$\dot{m}_{in}$	kg/s	6,22	6,2	7,94	7,93	10,21	10,19
$\dot{m}_{uit}$	kg/s	-6,22	-6,2	-7,94	-7,93	-10,21	-10,19
Δp_0	Pa	370110	414039,9	-135474	214470,5	-234636	283046,3
T_{kanaal}	Nm	17,39	16,77	-56,83	-55,58	44,5	35,33
v_{in}	m/s	24,11	23,95	33,09	32,66	24,11	23,85
v_{uit}	m/s	33,09	35,68	24,11	23,27	24,11	15,78
w_{in}	m/s	9,69	9,49	33,09	32,66	24,11	23,85
w_{uit}	m/s	9,03	13,73	24,11	23,27	24,11	15,78
p_{in}	Pa	200000	268389	344200	433761	434636	372699
p_{uit}	Pa	344200	344166	343636	434636	200000	200000
k_{in}	m^2/s^2	-	2	-	10	-	2,4
k_{uit}	m^2/s^2	-	1,6	-	13	-	2,2
ϵ_{in}	m^2/s^3	-	3355	-	26705	-	1497
ϵ_{uit}	m^2/s^3	-	3627	-	22465	-	4425
ΔW	J/kg	511	494	0	0	0	0
$T_{element}$	Nm	400	386	-1023	-1000	623	495
Δq_{irr}	J/kg	90	24	154	244	267	322
grootheid	eenheid	totale omvormer					
		ééndim.			simulatie		
momentenevenwicht	Nm	0			-120		
η	%	0			0		
TR	-	2,56			2,59		
Δq_{irr}	J/kg	511			589		

Referenties

- [1] E.B. WESTEN, Theory and Design of Automatic Transmission Components, Butterworth, 1967, p14-45.
- [2] V.J. JANDASEK, The Design of a Single-Stage Three-Element Torque Converter, SAE Article, 1961.
- [3] H. HEISLER, Advanced Vehicle Technology, Butterworth-Heinemann Ltd, 2002.
- [4] G. MOM EN H. SCHEFFERS, De Automobiel: Handboek voor Autobezitters, Monteurs en Technici, deel 3, Kluwer Technische Boeken B.V., 1993, p 121-158.
- [5] E. W. UPTON, Application of Hydrodynamic Drive Units to Passenger Car Automatic Transmissions, SAE Article, 1961.
- [6] J. GORDON, Torque Converters: Beyond Fluid Couplings, Motor Age, jan 2006.
- [7] E. GERNAAT, Aandrijfsystemen: Hydraulische Koppelomvormer, Collegedictaat Horizon College, 2007.
- [8] E. DICK, Turbomachines, Collegedictaat Universiteit Gent, 2006.
- [9] Dana Corporation, Spicer Off-Highway.
- [10] T. W. VON BACKSTRÖM EN B. LAKSHMINARAYANA, Perspective: Fluid Dynamics and Performance of Automotive Torque Converters: An Assessment, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 118, Nr. 4, p665-676, 1996.
- [11] E. EJIRI EN M. KUBO, Performance Analysis of Automotive Torque Converter Elements, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 121, Nr. 2, p266-275, 1999.
- [12] M. SLODIČKA EN R. VAN KEER, Inleiding tot de Numerieke Wiskunde, Collegedictaat Universiteit Gent, 2006.
- [13] H. K. VERSTEEG EN W. MALALASEKERA, An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, second edition, Pearson Education Limited, 2007.
- [14] FLUENT 6.2 User's Guide, © Fluent Inc.

