

MASTEROPPGAVE

for
Sondre Nenseter
Våren 2010

Design av ventilasjonsvifte *Design of a ventilation fan*

Bakgrunn

Nye EU-direktiver legger press på å komme med nye løsninger som gir lavere energi forbruk i bygninger. Da ventilasjon av bygg krever mye energi, vil optimalisering av komponenter i ventilasjon systemene bidra til lavere energi forbruk. Det er behov for 8000 nye vifter til slike ventilasjon system hver år i Norge alene. I tillegg kommer utskifting av eldre vifter fra 30000 norske næringsbygg hvert år. Dersom det er mulig å redusere energi forbruket fra viftene vil dette gi en betydelig energi besparelse samtidig som det blir lettere å nå kravene fra flere direktiver som krever lav energi forbruk i bygninger.

Dette masteroppgaven vil ta sikte på designe en vifte med god virkningsgrad som kan benyttes i ventilasjon systemer i store bygninger.

Mål

Design og CFD-analyse av en ventilasjons vifte.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Software kjennskap
 - a. Gjøre seg kjent med CFD-programmet Fluent eller CFX.
2. Design av en vifte (dette er videreføring av design fra prosjektoppgave)
 - a. Design av hoved dimensjoner på løpehjul, innløp og utløp av en komplett vifte
 - b. Detalj design av løphjuls skovler, diffusor og "diffusorskovler"
3. CFD-analyser av original vifte og nytt design av vifte
 - a. CFD-analyse av strømming i innløpet til viften
 - b. CFD-analyse av strømming i løpehjulet og "diffusor" med skovler
 - c. Sammenligning av nytt og gamelt viftedesign
4. Det skal utarbeides en foretningsplan for et nytt selskap som skal designe og selge vifter.
Dette skal gjennomføres i samarbeid med Kjell Erik Lien og Halvor Haugsvold.
 - a. Dersom det er tid skal foretningsplanen legges frem i en konkurranse.

Hovedoppgaven gjennomføres i samarbeid med Kjell Erik Lien og Halvor Haugsvold.

--- " ---

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

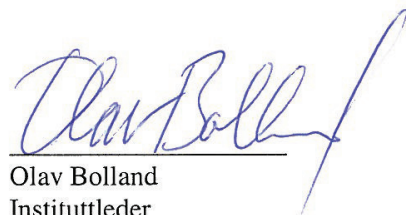
Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

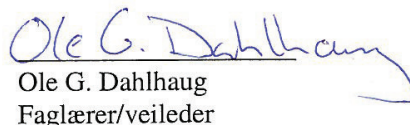
Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maksimalt én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 12. januar 2010



Olav Bolland
Instituttleder



Ole G. Dahlhaug
Faglærer/veileder

Forord

Denne masteroppgaven er utført ved NTNU, Fakultetet for Ingeniørvitenskap og Teknologi, Institutt for Energi og Prosessteknikk, Vannkraftlaboratoriet.

Oppgaven er gjennomført i samarbeid med studentene Halvor Haugsvold og Kjell Erik Lien, under veiledning av professor Ole Gunnar Dahlhaug. Oppgaven er en videreføring prosjektoppgaven fra høsten 2009.

Det rettes en spesielt stor takk til Ole Gunnar Dahlhaug som gjennom hele prosjektet har vært en stor kilde til kunnskap og inspirasjon.



Sondre Nenseter
Sivilingeniørstudent

Sammendrag

I denne masteroppgaven har målet vært å designe en ventilasjonsvifte som har høyere virkningsgrad enn det markedets beste vifter kan tilby.

Masteroppgaven er en direkte videreføring av prosjektoppgaven, der det ble designet en vifte og en diffusor som ble produsert i desember 2009.

Hovedsakelig består masteroppgaven av 4 deler:

1. Strømningsmessig analyse av en ventilasjonsvifte som representerer det som benyttes i ventilasjonsaggregater i 2010.
2. Strømningsmessig analyse av viften som ble designet høsten 2009, både med og uten diffusor.
3. Design av en ny vifte.
4. Forretningsutvikling. Undersøke mulighetene for kommersialisering av et eventuelt nytt design.

Resultatene fra analysene av dagens ventilasjonsvifte stemte godt overens med det som ble målt i laboratoriet og de dataene som oppgis av produsenten. Dette betyr at resultatene fra datasimuleringene er troverdige.

Hovedsakelig viste det seg at det ble tenkt feil i designet av viften fra høsten 2009, da viften bygger opp et mye høyere trykk enn det som behøves i ventilasjonsaggregatet. Dette fører til en lavere virkningsgrad.

Simuleringene av diffusoren viste at virkningsgraden økte når diffusoren ble montert.

På bakgrunn av feilene i designet fra høsten 2009 ble det designet en ny vifte. Det ble oppnådd en virkningsgrad som i bestpunktet var ca 2 prosentpoeng bedre enn hos viften som i dag benyttes i markedet. Geometrien var relativt avansert, og ville derfor antagelig hatt høyere produksjonskostnader.

Konklusjonen er at det ikke var mulig å designe en bedre løsning enn den som eksisterer i markedet i dag på den tiden som var tilgjengelig for masteroppgaven

Summary

In this master thesis the goal has been to design a ventilation fan that has a higher efficiency than the best fan the market has to offer.

The master thesis picks up where the project thesis ended in the fall semester of 2009. In the project thesis, a fan and a diffuser was designed and produced.

This master thesis consists of 4 major parts:

1. Analysis of an existing ventilation fan that represents the fans used in ventilation systems in 2010.
2. Analysis of the fan that was designed in the fall semester of 2009, both with and without the diffuser.
3. Design of a new fan.
4. Business development. Investigate the possibilities for commercializing a new design.

The results from the analysis of the existing fan compared well to the measured results from the laboratory, and with the data that the producer supplies. That shows that the results from the computer simulations are realistic.

The results from the prototype show that the design is bad. The fan builds up a lot of unnecessary pressure, which again leads to a low efficiency.

The results of the simulations from the diffuser show that the efficiency increased when the diffuser was in place.

Based on the mistakes in the design of the prototype, a new fan was designed. This led to an increase in efficiency of 2 % compared to the best fan on the market. The geometry of the new fan was more advanced, and therefore the fan would probably be more expensive to produce.

The conclusion is that it was not possible to design a better solution than the one existing in the market today on the limited time available for this master thesis.

Innhold

FORORD	I
SAMMENDRAG	III
SUMMARY	V
INNHold.....	VII
VEDLEGGSLISTE.....	IX
FIGURLISTE.....	IX
TABELLISTE.....	XI
FORKORTELSER	XI
SYMBOLLISTE.....	XI
1 INNLEDNING.....	1
1.1 MOTIVASJON.....	1
1.2 OPPGAVEINDELING	1
2 BAKGRUNN	5
2.1 VENTILASJONSANLEGG.....	5
2.2 VALG AV VIFTETYPE	6
2.3 BEGREPER	8
3 BEREGNINGSVERKTØY OG TEORI.....	11
3.1 MATLAB	12
3.2 EXCEL.....	12
3.3 INVENTOR	12
3.4 ANSYS CFX	14
3.4.1 Mesh	15
3.4.2 CFX-pre.....	18
3.4.3 CFX-solver	20
3.4.4 CFX-post.....	24
3.5 VIFTEKARAKTERISTIKK.....	24

4 ANALYSE AV VIFTE FRA FLÄKT WOODS.....	29
4.1 INNLEDING	29
4.2 MESH.....	29
4.3 RESULTATER OG DISKUSJON	32
4.3.1 Simulering av viften	32
4.3.2 Simulering med diffusor.....	38
4.3.3 Sammenligning med resultater fra lab	39
4.3.4 Simulering uten hakk i skovl	42
4.4 KONKLUSJON	44
5 ANALYSE AV 1. GENERASJONS PROTOTYP	45
5.1 INNLEDNING	45
5.2 MESH.....	45
5.3 RESULTATER OG DISKUSJON	48
5.3.1 Simulering av viften	48
5.3.2 Simulering av viften med diffusor	53
5.3.3 Sammenligning med resultater fra lab	56
5.3.4 Sammenligning med Fläkt Woods	59
5.4 KONKLUSJON	61
6 DESIGN AV NY VIFTE.....	63
6.1 INNLEDNING	63
6.2 BASISDESIGN	65
6.2.1 Designparametre	65
6.2.2 Basisdesignet	67
6.2.3 Resultater og diskusjon.....	69
6.3 PARAMETERSTUDIUM.....	74
6.3.1 Innledning	74
6.3.2 Flere skovler.....	75
6.3.4 Lengre ellipse, skjev vinkel på trailing edge.....	80
6.3.5 Kurvet vinkel på trailing edge	84
6.3.6 Motsatt kurvet vinkel på trailing edge	88
6.3.7 Spydspissformet hub.....	95
6.3.8 Mindre krumning på skovl	97
6.4 KONKLUSJON	98
7 FORRETNINGSUTVIKLING	101
7.1 PROSESSEN.....	101
7.2 FORRETNINGSPLAN FOR HSK FANS	102
8 KONKLUSJON.....	107
8.1 ANALYSE AV FLÄKT WOODS.....	107
8.2 ANALYSE AV 1.GENERASJONS PROTOTYP	107
8.3 NYTT DESIGN	108
8.4 FORRETNINGSUTVIKLING	108
9 VIDERE ARBEID.....	109

10 BIBLIOGRAFI	111
11 VEDLEGG	113
11.1 VEDLEGG A: TALLMATERIALE FRA EXCEL.....	115
11.2 VEDLEGG B: SCRIPT FRA MATLAB	125
11.3 VEDLEGG C: FREMDRIFT FOR HSK FANS	137
11.4 VEDLEGG D: RAPPORT FRA TTO OM PATENTUNDERSØKELSE	143
11.5 VEDLEGG E: RAPPORT FRA ENTREPRENØRSKOLEN VED NTNU.....	147

Vedleggsliste

VEDLEGG A: TALLMATERIALE FRA EXCEL
VEDLEGG B: SCRIPT FRA MATLAB
VEDLEGG C: FREMDRIFT FOR HSK FANS
VEDLEGG D: RAPPORT FRA TTO OM PATENTUNDERSØKELSE
VEDLEGG E: RAPPORT FRA ENTREPRENØRSKOLEN VED NTNU

Figurliste

FIGUR 1: EKSEMPEL PÅ LUFTBEHANDLINGSAGGREGAT [8]	6
FIGUR 2: RADIAL-, AKSIAL- OG KAMMERVIFTE [9].....	6
FIGUR 3: FOROVERBØYDE, RADIALTUPP OG BAKOVERBØYDE [10 s. 19].....	7
FIGUR 4: VIFTEKARAKTERISTIKK OG SYSTEMKURVE [12 s. 91].....	8
FIGUR 5: PRINSIPPSKISSE AV EN VIFTE	9
FIGUR 6: ARBEIDSFlyT I DESIGNPROSessen	11
FIGUR 7: 1.GENERASJONS PROTOTYP OG FLÅKT WOODS.....	13
FIGUR 8: INVERS MODELL AV 1.GENERASJONS PROTOTYP OG FLÅKT WOODS	13
FIGUR 9: 1.GENERASJONS PROTOTYP(A,C) OG FLÅKT WOODS(B,D), HHV MED OG UTEN DIFFUSOR.....	14
FIGUR 10: EKSEMPEL PÅ MESH FOR 1.GENERASJONS PROTOTYP	17
FIGUR 11: PERIODISK GRENSESNIITT	20
FIGUR 12: EKSEMPEL PÅ FERDIG KJØRING I CFX-SOLVER.....	22
FIGUR 13: EXPANSION FACTOR OG ASPECT RATIO [17]	23
FIGUR 14: TRYKKOPPBYGGING GJENNOM EN VIFTE	25
FIGUR 15: SKISSE AV VIFTEKARAKTERISTIKK	26
FIGUR 16: AVLØPSDIAGRAM	27
FIGUR 17: VIFTEKARAKTERISTIKK FOR FLÅKT WOODS SIN VIFTE.....	32
FIGUR 18: OPPGITT VIFTEKARAKTERISTIKK FRA FLÅKT WOODS [20].....	33
FIGUR 19: TRYKK OG VIRKNINGSGRAD FOR $\Omega=1350\text{RPM}$, FLÅKT WOODS UTEN DIFFUSOR.....	35
FIGUR 20: TRYKKONTURER FOR FLÅKT WOODS UTEN DIFFUSOR	37
FIGUR 21: "KOLLISJON" I HUB	38
FIGUR 22: STRØMNINGSBILDE, FLÅKT WOODS UTEN DIFFUSOR.....	38
FIGUR 23: TRYKK OG VIRKNINGSGRAD FOR FLÅKT WOODS, MED OG UTEN DIFFUSOR	39
FIGUR 24: SAMMENLIGNING AV FLÅKT WOODS STATISK TRYKK. ANSYS OG LAB	40

FIGUR 25: SAMMENLIGNING AV FLÅKT WOODS VIRKNINGSGRAD. ANSYS OG LAB	41
FIGUR 26: FLÅKT WOODS UTEN HAKK I SKOVLER	42
FIGUR 27: SAMMENLIGNING AV TRYKK OG VIRKNINGSGRAD, MED OG UTEN HAKK I SKOVLER	43
FIGUR 28: SAMMENLIGNING AV STØYNIVÅ, MED OG UTEN HAKK I SKOVLER	44
FIGUR 29: VIFTEKARAKTERISTIKK FOR 1.GENERASJONS PROTOTYP	48
FIGUR 30: TRYKK OG VIRKNINGSGRAD FOR $\Omega=1350\text{RPM}$, 1.GENERASJON UTEN DIFFUSOR.....	49
FIGUR 31: TRYKKONTURER FOR 1.GENERASJON UTEN DIFFUSOR.....	51
FIGUR 32: TRYKKFORDELING OVER BLAD OG STRØMNINGSLINJER. 1.GENERASJONS PROTOTYP.....	52
FIGUR 33: VALIDERING AV GRID FOR 1.GENERASJONS PROTOTYP MED DIFFUSOR.....	53
FIGUR 34: SYNLIGGJØRING AV TRYKKOPPBYGGING MED OG UTEN DIFFUSOR (I)	54
FIGUR 35: SYNLIGGJØRING AV TRYKKOPPBYGGING MED OG UTEN DIFFUSOR (II)	55
FIGUR 36: VIRKNINGSGRAD FOR 1.GENERASJONS PROTOTYP MED OG UTEN DIFFUSOR.....	55
FIGUR 37: SAMMENLIGNING AV TRYKK, 1.GENERASJONS PROTOTYP. ANSYS OG LABORATORIET.....	56
FIGUR 38: SAMMENLIGNING AV VIRKNINGSGRAD, 1.GENEREASJONS PROTOTYP. ANSYS OG LABORATORIET ..	57
FIGUR 39: SAMMENLIGNING AV TRYKK, 1.GENERASJONS PROTOTYP MED DIFFUSOR. ANSYS OG LAB	58
FIGUR 40: VIRKNINGSGRADSKURVER AV 1.GENERASJON FRA LABORATORIET.....	59
FIGUR 41: SAMMENLIGNING AV STATISK TRYKKOPPBYGGING FOR FLÅKT WOODS OG 1.GENERASJON	60
FIGUR 42: SAMMENLIGNING AV STATISK VIRKNINGSGRAD FOR FLÅKT WOODS OG 1.GENERASJON	60
FIGUR 43: NYE DESIGNPARAMETRE	65
FIGUR 44: BASISDESIGNET	67
FIGUR 45: KAKESTYKKE AV DESIGNVIFTEN MED EKSTRA LUFT ETTER UTLØPET	68
FIGUR 46: KAKESTYKKE AV BASISDESIGN MED DIFFUSOR MONTERT	69
FIGUR 47: STRØMNINGSBILDE FRA INNLØPSRØR TIL INNLØPET TIL VIFTEN	70
FIGUR 48: STATISK TRYKKTAP GJENNOM ET INNLØPSRØR PÅ 0.3 METER.....	71
FIGUR 49: VIFTEKARAKTERISTIKK FOR BASISDESIGNET PÅ 1480RPM.....	71
FIGUR 50: STRØMNINGSLINJER GJENNOM BASISDESIGNET.....	72
FIGUR 51: TRYKKFORDELING PÅ SKOVL FOR BASISDESIGNET	73
FIGUR 52: VIFTEKARAKTERISTIKK AV BASISDESIGN MED DIFFUSOR.....	74
FIGUR 53: VIFTEKARAKTERISTIKK FOR 9 OG 11 SKOVLER.....	76
FIGUR 54: STRØMNINGSLINJER GJENNOM BASISDESIGN MED FLERE SKOVLER	77
FIGUR 55: TRYKKFORDELING OVER SKOVL FOR BASISDESIGN MED FLERE SKOVLER.....	78
FIGUR 56: VIFTE MED LAVERE SKOVLAREAL OG 11 SKOVLER	79
FIGUR 57: VIFTEKARAKTERISTIKK FOR VIFTE MED LAVERE SKOVLAREAL.....	79
FIGUR 58: VITEN I AKSIALPLANET	80
FIGUR 59: ULIKE VINKLER PÅ UTLØPET AV VIFTEN	81
FIGUR 60: VIFTE MED SKJEV VINKEL PÅ UTLØPET	82
FIGUR 61: VIFTEKARAKTERISTIKK FOR VIFTE MED SKJEV VINKEL PÅ TRAILING EDGE	82
FIGUR 62: STRØMNINGSBILDE FOR VIFTE MED SKJEV VINKEL PÅ TRAILING EDGE	83
FIGUR 63: TRYKKOPPBYGGING OVER SKOVL FOR VIFTE MED SKJEV VINKEL PÅ TRAILING EDGE	84
FIGUR 64: VIFTE MED KURVET TRAILING EDGE	85
FIGUR 65: VIFTEKARAKTERISTIKK FOR VIFTE MED KURVET FORM PÅ TRAILING EDGE	85
FIGUR 66: STRØMNINGSLINJER GJENNOM VIFTE MED KURVET FORM PÅ TRAILING EDGE	86
FIGUR 67: TRYKKOPPBYGGING OVER SKOVL, VIFTE MED KURVET TRAILING EDGE	87
FIGUR 68: TRYKKONTURER I UTLØPET AV VIFTE MED KURVET TRAILING EDGE	88
FIGUR 69: VIFTE MED MOTSAATT KURVET TRAILING EDGE	89
FIGUR 70: VIFTEKARAKTERISTIKK FOR MOTSAATT KURVET TRAILING EDGE	90
FIGUR 71: TRYKKOPPBYGGING OVER SKOVL FOR TRE VIFTER MED MOTSAATT KURVET TE	92
FIGUR 72: TRYKKOPPBYGGING OVER SKOVL FOR FLÅKT WOODS OG 1.GENERASJONS PROTOTYP.....	93

FIGUR 73: TRYKKONTURER I UTLØPET AV VIFTE MED MOTSAIT KURVET TRAILING EDGE	94
FIGUR 74: VIRKNINGSGRAD FOR DET BESTE DESIGNET MED DIFFUSOR.....	95
FIGUR 75: SPYDSPISSFORMET HUB	96
FIGUR 76: VIFTE MED MINDRE KRUMNING PÅ SKOVL	97
FIGUR 77: VIFTEKARAKTERISTIKK FOR VIFTE MED MINDRE KRUMNING PÅ SKOVL	98

Tabelliste

TABELL 1: VALIDERING AV GRID, FLÄKT Woods UTEN DIFFUSOR	31
TABELL 2: SAMMENLIGNING MELLOM SIMULERTE OG FORVENTEDE VERDIER FOR FLÄKT Woods	34
TABELL 3: VALIDERING AV GRID, 1.GENERASJON UTEN DIFFUSOR.....	47
TABELL 4: OPPSUMMERING AV 3 VIFTER MED MOTSAIT KURVET TRAILING EDGE.....	90
TABELL 5: SAMMENLIGNING MED SPYDSPISS, MED ELLER UTEN ROTASJON	96
TABELL 6: OPPSUMMERING AV PARAMETERENDRINGER.....	99

Forkortelser

CFD – Computational Fluid Dynamics

CPU – Central Processing Unit

DAK – Dataassistert konstruksjon

FVM – Finite Volume Method

HVAC – Heating, Ventilation & Air Condition

Inventor – AutoDesk Inventor 9

Lab – Vannkraftlaboratoriet ved NTNU

NTNU – Norges Tekniske Naturvitenskapelige Universitet

SPF – Specific Fan Power

TE – Trailing edge

Veileder – Prof. Ole Gunnar Dahlhaug, Vannkraftlaboratoriet ved NTNU

Symbolliste

Symbol	Betydning	Enhet
A	areal	m ²
β	utløpsvinkel	°
P	elektrisk effekt	W
C _m	meridian-komponent	m/s

c_u	tangential-komponent	m/s
Ω	omdreiningshastighet	rad/s
r	radius	m
b	utløpsbredde	m
ρ	tetthet	kg/m ³
p	trykk	Pa
η	virkningsgrad	%
Q	volumstrøm	m ³ /s
U	hastighet	m/s
C	absolutt hastighet	m/s
W	relativ hastighet	m/s
T	temperatur	K
F	kraft	N
h	spesifikk entalpi	J/kg

INDEX

1	utløp
2	innløp
tot	total
stat	statisk
el	elektrisk

1 Innledning

1.1 Motivasjon

Økt fokus på lav energibruk i bygninger har ført til nye EU-direktiver med skjerpede krav til energimerking av bygninger. I den forbindelse har de tekniske forskriftene blitt oppdatert. Det stilles konkrete krav til det totale energiforbruket, og det er spesifisert verdier for enkelte bygningsdeler som skal bidra til å opprettholde kravene [1]. 15-20 % av det totale energiforbruket i et bygg går med til viftedrift [2].

Våren 2007 deltok studentene Halvor Haugsvold og Sondre Nenseter i forretningsplankonkurransen Venture Cup [3] med en idé om å forbedre virkningsgraden til vifter i ventilasjonsanlegg.

Høsten 2009 skrev de samme studentene sammen med student Kjell Erik Lien en prosjektoppgave der det ble designet en ny ventilasjonsvifte og en diffusor. Disse ble produsert i desember 2009. Det ble også mottatt en vifte av aggregatprodusenten Novema [4], produsert av Fläkt Woods [5]. Det ble kjørt innledende tester på denne viften i Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Veileder for prosjektet var Prof. Ole Gunnar Dahlhaug.

Prosjektet fikk navnet HSK Fans.

1.2 Oppgaveinndeling

Masteroppgaven til de tre studentene er en direkte videreføring av prosjektoppgaven. Prosjektet er delt inn i 3 deler, og Prof. Ole Gunnar Dahlhaug er fremdeles veileder. Halvor Haugsvold skal designe en ny

diffusor, samt se på det mekaniske designet av viften. Kjell Erik Lien skal designe en testtrigg for vifter. Der skal det kjøres tester av den produserte prototypen (1.generasjons prototyp) og viften til Fläkt Woods.

Denne masteroppgaven går ut på å designe en ny ventilasjonsvifte. Oppgaven er delt inn i 4 hoveddeler:

1. Strømningsmessig analyse av en eksisterende ventilasjonsvifte, designet av Fläkt Woods. Denne representerer det som brukes i ventilasjonsaggregater i 2010.
2. Strømningsmessig analyse av prototypen som ble designet høsten 2009, både med og uten diffusor.
3. Design av en ny vifte.
4. Forretningsutvikling. Undersøke mulighetene for kommersialisering av et eventuelt nytt design.

Rapporten er delt inn som følger:

Kap 2: Bakgrunn

Kap 3: Beregningsverktøy og teori

Kap 4: Analyse av viften til Fläkt Woods

Kap 5: Analyse av 1.generasjons prototyp

Kap 6: Design av ny vifte

Kap 7: Forretningsutvikling

Kap 8: Konklusjon

Kap 9: Videre arbeid

I kapittel 3 vil det være en beskrivelse av beregningsverktøyene som brukes i design og simulering av en vifte. Det vil være en beskrivelse av teorien som ligger bak viftedesignet, og simuleringsprosedyren vil gjennomgå skritt for skritt.

Under hvert av kapitlene 4-6 blir det ført resultater, diskusjon og konklusjon. Det hele blir oppsummert i en konklusjon i kapittel 8.

Resultatene fra analysene av viften til Fläkt Woods og 1.generasjons prototyp skal sammenlignes med hverandre og med resultatene fra laboratoriet. På bakgrunn av disse testene vil man kunne se om datasimuleringene er realistiske. Datasimuleringene vil danne grunnlaget for designet av en ny vifte.

Alle grafer og tabeller i denne rapporten er lagd i Excel og importert til Word. Tallmaterialet for grafene ligger vedlagt i Vedlegg A: Tallmateriale fra Excel.

Kommentar til punkt 2.b i oppgaveteksten: *Detalj design av løphjuls skovler, diffusor og "diffusorskovler"*.

Etter samtale med veileder er det avtalt at diffusor og "diffusorskovler" skal designes av Halvor Haugsvold.

2 Bakgrunn

2.1 Ventilasjonsanlegg

Det følgende er hentet fra prosjektoppgaven fra høsten 2009 [6].

Et ventilasjonsanlegg består hovedsakelig av et kanalsystem og et luftbehandlingsaggregat. Kanalsystemet forgrener seg ut i bygget, og består av tillufts- og avtrekkskanaler. Formålet med ventilasjon er å bytte ut gammel luft med ny frisk luft. Ventilasjonsanlegget brukes også til en viss grad til oppvarming og kjøling. Det er en grense for hvor varm eller kald luft man kan blåse inn i et rom, og derfor suppleres det som regel med andre former for oppvarming, panelovner og gulvvarme er to eksempler. Luftbehandlingsaggregatet består av to vifter, én som suger inn frisk uteluft, og en som suger ut den brukte luften fra bygget. Mellom dem står en varmegjenvinner. De nye tekniske forskriftene stiller krav om minst 70 % virkningsgrad i gjenvinneren [1 s. §8.21], og dette blir muligens økt til 80 % [7]. Vanlige varmegjenvinnere er vann/glycol og roterende gjenvinner. I tillegg består aggregatet av luftfiltre, og varme- og kjølebatteri. Batteriene mottar varmt eller kaldt vann etter behov.

Forskriftene stiller også krav til SFP-faktoren i anlegget [1 s. §8.21]. SFP står for Specific Fan Power, og sier noe om virkningsgraden til distribusjonen av luft gjennom et bygg. Altså summen av all elektrisk effekt som går til viftedrift dividert på den største totale luftstrømmen gjennom et bygg. Enheten er $\text{kW}/\text{m}^3\text{s}$. Kravene til SFP-faktoren er $2.1 \text{ kW}/\text{m}^3\text{s}$ (dag/natt) for næringsbygg og $2.5 \text{ kW}/\text{m}^3\text{s}$ (hele døgnet) for bolig. SFP-faktoren er litt misledende, da den ikke kun beskriver viften alene, men også motstanden i kanalene.

Figur 1 viser et eksempel på et luftbehandlingsaggregat.



Figur 1: Eksempel på luftbehandlingsaggregat [8]

2.2 Valg av viftetype

Generelt finnes det to typer vifter: radial- og aksialvifter. Den prinsipielle forskjellen er at radialviften tar inn luft aksialt og kaster den ut radielt etter å ha snudd den 90° . Aksialvifter tar inn luft aksialt og kaster den videre i samme retning.

I ventilasjonsanlegg er det vanlig å bruke kammervifter. Selve viften er en radialvifte, men den står i et kammer som gjør at luften blir kastet videre i samme retning som den kom inn, altså analogt med en aksialvifte.

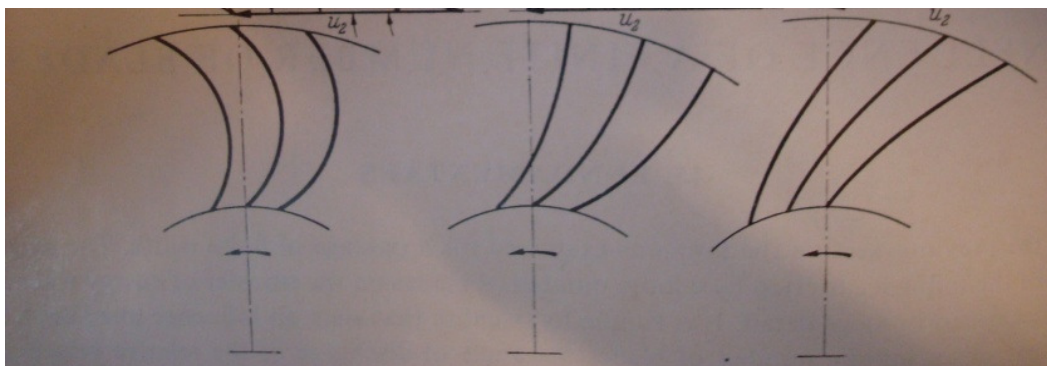
Figur 2 viser eksempler på de tre typene vifter.



Figur 2: Radial-, aksial- og kammervifte [9]

Aksialviften kan levere store luftmengder, men jobber ikke like bra under stort mottrykk [7]. Ventilasjonsskanalene er stort sett lange og har mange forgreninger, og gir dermed stor motstand. Derfor vil viften i dette prosjektet designes som en radialvifte. En annen grunn til å velge radialvifte er at den på enklere måte kan ettermonteres inn i et eksisterende ventilasjonsaggregat, siden det er radialvifter som stort sett benyttes i dag. Et alternativ kunne vært og satt flere aksialvifter etter hverandre og designe det slik at man tok hensyn til rotasjonen etter hver vifte. Dette kunne for eksempel blitt løst ved å bruke ledeskovler og rette opp strømmingen før den går inn i neste vifte.

Man må også vurdere skovltype. Figur 3 viser de 3 forskjellige typene.



Figur 3: Foroverbøyde, radialtupp og bakoverbøyde [10 s. 19]

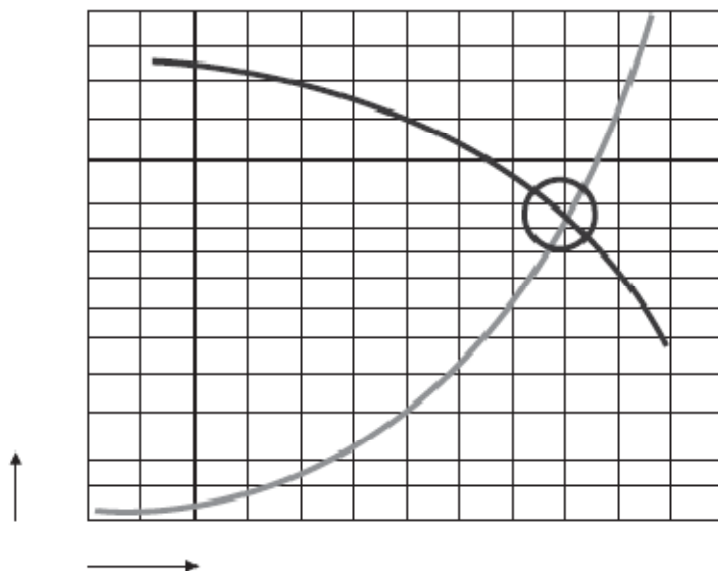
Figuren viser fra venstre hhv foroverbøyde, radialtupp og bakoverbøyde skovler. Av den grunn at man får minst reduksjon av output (trykk) av bakoverbøyde skovler [11 s. 32], er det dette som er valgt når viften designes i dette prosjektet. Ideelt sett bør det gjennomføres analyser med CFD før man bestemmer formen på skovlen.

Når det gjelder skovltykkelsen: I følge Bruno Eck [11 s. 126] har det lite eller ingenting for seg å forme skovlen i en sentrifugalvifte som en airfoil. Man kan like gjerne ha en jevn tykkelse over skovlen.

Når man velger vifte for et system er det viktig å tilpasse viftekarakteristikken til systemkarakteristikken. Viftekarakteristikken er et plott av hvilke trykk som bygges opp ved ulike volumstrømmer. Det punktet

der produktet av trykk og volumstrøm er høyest kalles arbeidspunktet til viften.

Systemkarakteristikken beskriver trykkfallet gjennom systemet. Her tas det hensyn til alle rørbend, filter og andre ting som skaper trykkfall. Det totale trykkfallet er det trykket viften må bygge opp. Viften vil altså arbeide best i skjæringspunktet mellom grafene i figur 4:

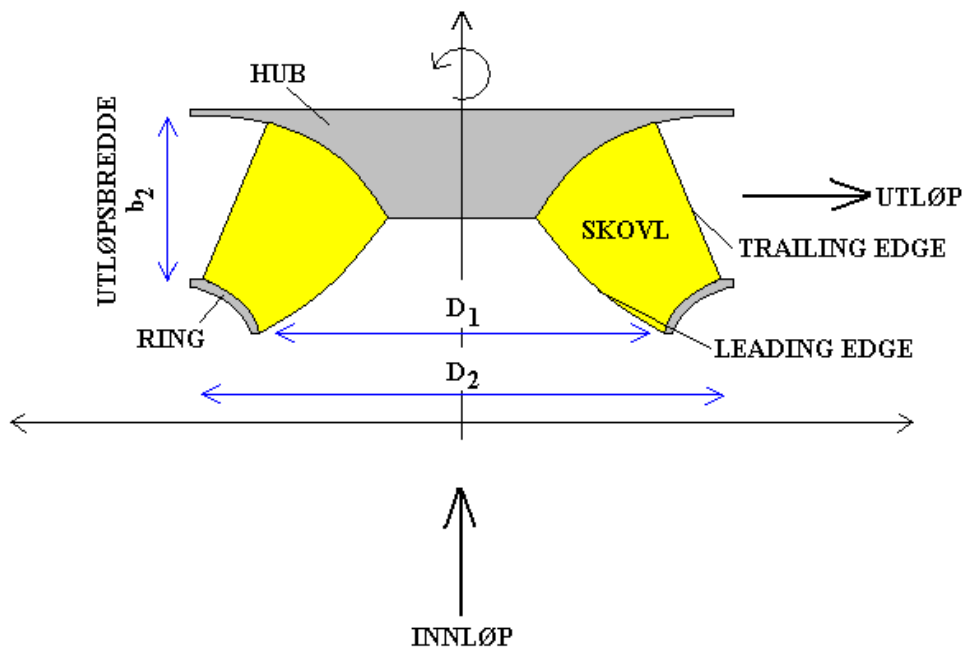


Figur 4: Viftekarakteristikk og systemkurve [12 s. 91]

I figur 4 viser x-aksen volumstrøm og y-aksen viser trykk. Den grå linjen er systemkurven, og den sorte linjen er viftekurven. Den elektriske effekten som skal til å bygge opp riktig trykk og volumstrøm i viften er avhengig av virkningsgraden. Virkningsgraden er sammensatt av virkningsgraden til motor, overføring mellom motor og vifte, og selve *viftevirkningsgraden* som igjen er avhengig av diverse tap i viften. Det er viftevirkningsgraden som skal optimaliseres i denne masteroppgaven.

2.3 Begreper

Figur 5 viser en prinsippskisse av en vifte. Begreper som hub, ring og leading edge vil bli brukt utover i rapporten. D_1 og D_2 står for hhv innløps- og utløpsdiameter på viften.



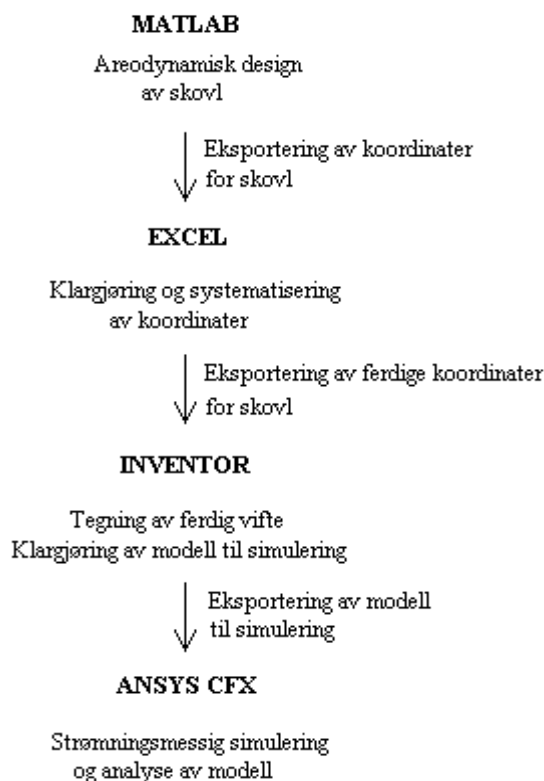
Figur 5: Prinsippskisse av en vifte

Andre begreper som kommer til å bli brukt i rapporten:

- *Trykk/sugeside*: Når viften roterer vil det bygges opp mer trykk på den ene siden av skovlen enn den andre. Den siden der det bygges opp høyest trykk kalles trykksiden av skovlen. Tilsvarende kalles den andre siden for sugeside.
- *Bestpunkt*: Det punktet i en viftekarakteristikk der viften har høyest virkningsgrad.
- *State of the art*: Det beste markedet kan tilby.
- *Swirl*: Rotete strømnings. Strømningsen tar form som en vortex, eller en virvel.
- *Backflow*: Tilbakestrømning. Dette er et fenomen som kan fremkomme og skape trøbbel under simuleringene i Ansys. Dersom det står en strømningsvirvel i utløpet av en vifte, vil noe av strømningsen prøve å strømme tilbake inn utløpet. Dette gjør at Ansys får problemer med å holde volumstrømmen konstant, og det blir løst ved at det settes opp en falsk vegg i utløpet. Det finnes måter å unngå backflow på, og de nevnes i kapittel 6.2.2.
- *Diffusor*: Innretning som omdanner dynamisk trykk til statisk trykk

3 Beregningsverktøy og teori

I prosessen med å designe en ny vifte blir det brukt 4 forskjellige programmer: Matlab [13], Excel [14], Inventor [15] og Ansys CFX [16]. Arbeidsflyten ser slik ut:



Figur 6: Arbeidsflyt i designprosessen

Under følger en rask oppsummering av de første 3 skrittene, som ble gjort under prosjektoppgaven høsten 2009, og som også kommer til å bli brukt når det våren 2010 skal designes en 2.generasjons prototyp.

Deretter kommer en litt mer detaljert forklaring av hva som blir gjort i Ansys CFX, siden dette blir brukt mye i denne masteroppgaven.

3.1 Matlab

For detaljer rundt all teorien bak viftedesignet i Matlab vises det til prosjektoppgaven 2009 [6 s. kap. 2.4 og kap. 3] skrevet av undertegnede. Kort oppsummert blir en vifteskovl designet på bakgrunn av designteorien for en Francisturbin. Koordinatene for skovlen blir eksportert til Excel.

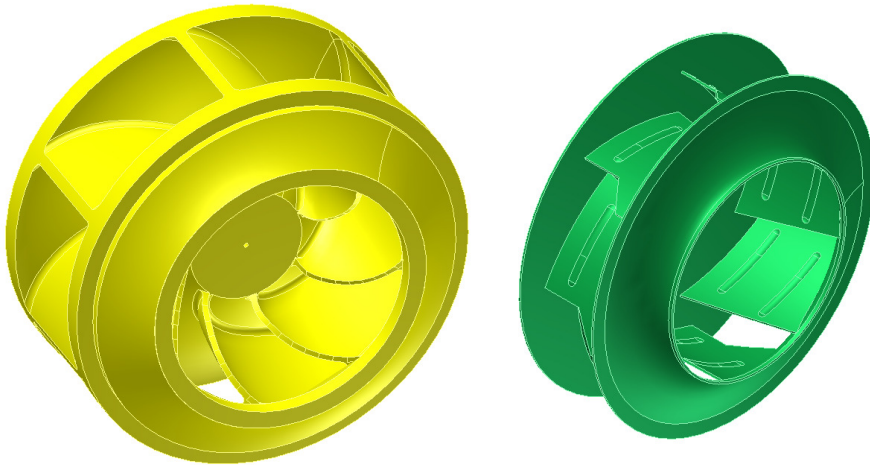
3.2 Excel

I Excel blir koordinatene for skovlen behandlet slik at de er klare for eksportering til Inventor. X-, Y- og Z-koordinatene skal hhv stå i de første tre kolonnene i et tomt regneark.

3.3 Inventor

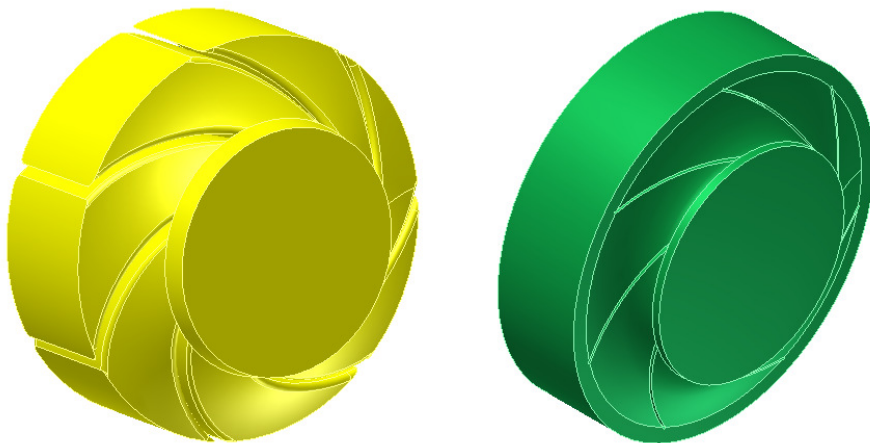
I Inventor tegnes hele viften slik den vil se ut i virkeligheten når den er ferdig produsert. Også viften fra Fläkt Woods blir tegnet inn her, på nøyaktige mål fra den virkelige modellen.

Slik ser viften til Fläkt Woods og 1.generasjons prototyp ut fra Inventor (1.generasjons prototyp er gul):



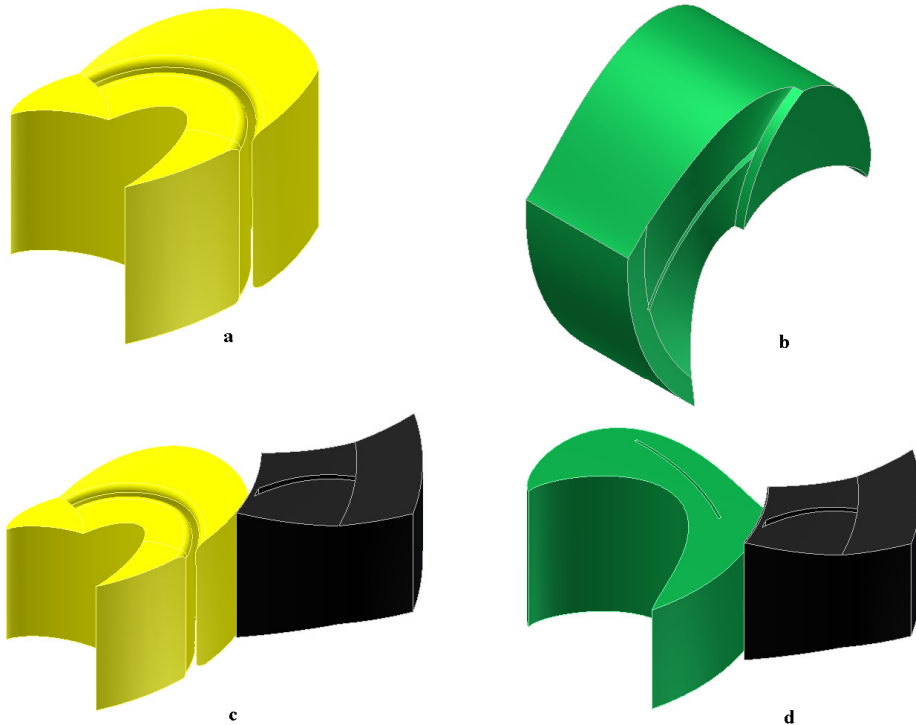
Figur 7: 1.generasjons prototyp og Fläkt Woods

Når det skal kjøres simuleringer på viftene i Ansys CFX må en invers modell av viften lages i Inventor. Det vil si at det som er luft i viften blir solid, mens skovler, hub og ring blir luft. Dette forklares best ved en figur:



Figur 8: Invers modell av 1.generasjons prototyp og Fläkt Woods

For å spare CPU-tid deles modellene opp i like store kakestykker. Det kjøres simuleringer på disse kakestykkene i Ansys CFX, og de blir til slutt satt sammen til en komplett modell. Figur 9 viser kakeestykkeoppdelingen av viften til Fläkt Woods og 1.generasjons prototyp, begge både med og uten diffusor.



Figur 9: 1.generasjons prototyp(a,c) og Fläkt Woods(b,d), hhv med og uten diffusor

Når man eksporterer geometrien til Ansys CFX er det primært to filtyper man kan velge:

1. *.step vil modellere et volum
2. *.iges vil modellere linjer og linjepunkt

IGES-formatet ble funnet å gi de mest håndterlige geometriene, og dette er formatet som ble valgt i denne oppgaven.

3.4 Ansys CFX

Før man kan begynne selve simuleringen må man lage et mesh. Dette forklares under. Å lage et mesh er skritt nummer 1 i prosessen. Selve simuleringen består av 3 deler:

1. CFX-pre: Oppsett av simuleringen
2. CFX-solver: Simulering
3. CFX-post: Validering av resultat

Under følger en beskrivelse av alle de 4 skrittene man tar i Ansys CFX fra mesh til ferdig simulering. Det vil bli en forklaring av viktige faktorer å ta hensyn til for å få en realistisk løsning.

3.4.1 Mesh

De partielle differensialligningene som gjelder for et fluidsistem er hovedsakelig disse tre [17]:

Kontinuitetsligningen:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \Delta(\rho U) = 0 \quad (1)$$

Momentligningen:

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \Delta(\rho U \cdot U) = -\Delta p + \Delta \cdot \tau + S_M \quad (2)$$

I (2) er τ spenningstensoren og S_M er momentkilden.

Energiligningen:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \Delta(\rho U h_{tot}) = \Delta(\lambda \Delta T) + \Delta(U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E \quad (3)$$

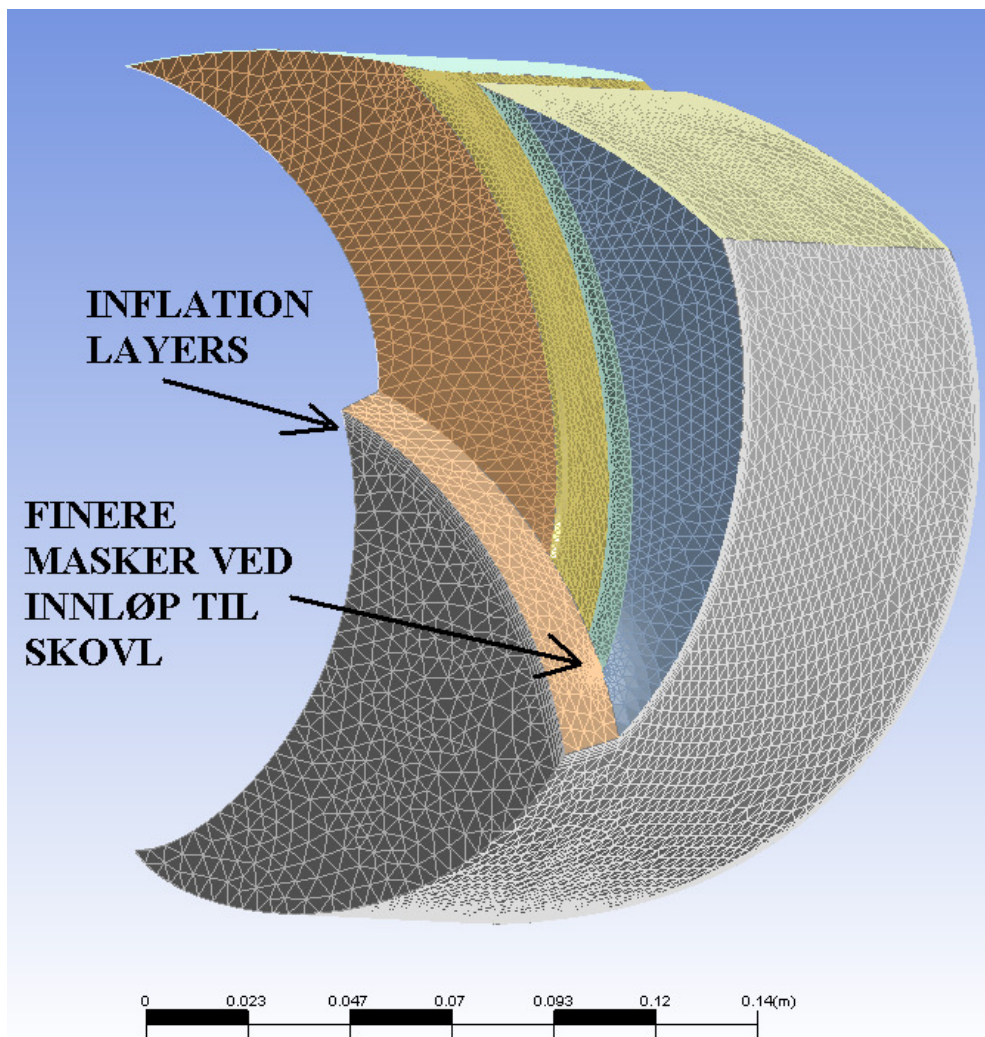
(3) beskriver endringen av energi i et kontrollvolum. Forklaring av de ulike leddene:

- $(\lambda \Delta T)$ representerer tilført varme, og kommer fra Fouriers lov om varmeoverføring.
- $\Delta(U \cdot \tau)$ representerer viskøse krefter.
- $U \cdot S_M$ representerer arbeid fra eksterne momentkilder, og neglisjeres i Ansys [17].
- S_E representerer energikilden, og kommer av at masse kan ta med seg eller tilføre energi når den krysser kontrollvolumgrensene.
- h_{tot} representerer total entalpi, og er knyttet til statisk entalpi på følgende måte:

$$h_{tot} = h + 0.5U^2 \quad (4)$$

Disse partielle differensialligningene har ofte ingen analytisk løsning. Måten de løses på er å finne en iterativ løsning ved hjelp av Finite Volume-metoden (FVM): Hele geometrien deles opp i et mesh, som er et nett med masker. Hver maske representerer et eget volum, eller et kontrollvolum. I sentrum av hver maske (*node*) ligger variabelen det skal løses for. Man løser differensialligninger for hele kontrollvolumet, og ved hjelp av interpolering mellom maskene får man den diskretiserte løsningen. Det vil ikke bli gått inn på de forskjellige måtene å interpolere på (Numerical Schemes) i denne masteroppgaven.

Når man setter hele løsningen sammen får man et komplett bilde på hvordan strømmingen ser ut, både med hensyn på trykk, hastigheter, temperatur og andre verdier. Her er et eksempel på et mesh for et kakestykke av 1.generasjons prototyp:



Figur 10: Eksempel på mesh for 1.generasjons prototyp

For å få en mest mulig realistisk løsning, er det viktig å ha et bra nok mesh. Det vil si at nettet er finmasket nok der geometrien er avansert, for eksempel ved innløpet til skovlene. Dette ser man av figur 10. For å spare CPU-tid er det ikke nødvendig å ha et veldig finmasket nett der forandringene i trykk og hastigheter er små.

Når man evaluerer løsningen i Ansys CFX får man et bilde på om man har et nøyaktig nok mesh. Dette ser man ved å starte med et nokså grovt mesh, og deretter kjøre flere simuleringer med finere og finere masker. For hvert forsøk logger man hvor mye de forskjellige parametrene varierer. Når

parametrene holder seg konstante selv om man lager finere og finere mesh, sier man at simuleringen er blitt *grid-uavhengig*, og meshet er godt nok. Det er også tre parametre som sier noe om kvaliteten på meshet. Mer om disse i kapittel 3.4.3 CFX-solver.

Når meshet konstrueres er det visse faktorer man tar hensyn til. Ved å velge minste og største størrelse på maskene kan man kontrollere hvor mange masker man har totalt. Der man har en vegg, for eksempel en skovl, legger man *inflation layers*. Dette er mer strukturerte masker som gjør at man kan få en mer detaljert løsning i grensesjiktet. Dette kommer også frem av figur 10.

En annen måte å bygge opp meshet på for å få en mer realistisk løsning, er å bruke *edge spacing*. Da velger man seg en linje eller en kant i geometrien, og velger at meshet skal være ekstra tett akkurat her. På den måten kan man oppnå finere masker der geometrien er avansert.

En oppsummering av de forskjellige meshene som blir valgt, og måten de blir validert og valgt på, gjennomgås under de aktuelle punktene senere i rapporten.

3.4.2 CFX-pre

I CFX-pre setter man opp selve simuleringen. Man starter med å definere geometrien. Det vil si å definere innløp, utløp, skovler, hub og ring. I Ansys CFX finnes det noe som heter *turbo mode*, som er en ferdig mal for turbomaskineri. Under turbo mode kan man velge "vifte", og det er denne modellen som er brukt i denne masteroppgaven. En av fordelene med å bruke turbo mode i tillegg til at den automatisk setter en fornuftig verdi på de forskjellige parametrene, er at man får muligheten til å lage en *turbo report* i CFX-post. Mer om dette finnes i kapittel 3.4.3.

Under følger en oppsummering av viktige parametre som settes i CFX-pre. Alle parametre er satt på bakgrunn av informasjon og anbefalinger som er funnet i den omfattende Help-filen til Ansys [17].

Rotor / stator

Man laster inn geometri og mesh og sørger for at viften er definert som roterende, og at diffusoren ikke roterer. Rotasjonsretningen er definert positiv med klokken når man ser langs positiv retning av rotasjonsaksen. Det

er viktig at både rotasjonsretningen og rotasjonshastigheten er definert riktig.

Passages to model

Det er viktig å sørge for at det kun er én passasje som skal modelleres, og påse at antall passasjer for fylle en hel sirkel stemmer. Viften er kanskje delt opp i 7 kakestykker, mens diffusoren for eksempel kan være delt opp i 15 kakestykker. Dersom dette ikke er definert korrekt i CFX-pre, kan man for eksempel risikere å få feil total volumstrøm når alle kakestykkene settes sammen.

Physics definition

Som medium velges luft som ideell gass. Ansys har et stort bibliotek med alle egenskapene til forskjellige materialer ved ulike temperaturer og trykk. Simuleringene kjøres i steady state, det vil si at løsningen er stasjonær. Man antar altså at det har gått en viss tid og at systemet har oppnådd likevekt. I en transient analyse derimot, kan man analysere hva som for eksempel skjer under oppstarten av viften.

Som turbulensmodell velges den såkalte k- ϵ -modellen. Dette er den vanligste modellen, og er både nokså nøyaktig og robust. 'k' representerer kinetisk turbulensenergi, og er definert som variansen i hastighetsfluktuasjoner. ' ϵ ' representerer raten som hastighetsfluktuasjonene sprer seg med. Det vil her ikke gås nærmere inn på modelleringen av turbulens, men k- ϵ -modellen introduserer to nye variable i differensialligningssystemet.

For å simulere varmetransport benyttes modellen som kalles "total energy". Den modellerer entalpiendringen og tar hensyn til endring i kinetisk energi.

Innløp / utløp

Det er viktig å definere riktige initialbetingelser på innløp og utløp. På grunnlag av anbefaling i Help-filen til Ansys, velges det å definere et referansetrykk på 1atm. 1atm vil si 101735Pa, som målt i Vannkraftlaboratoriet. Deretter defineres det et trykk på innløpet på 0Pa, slik at trykket på innløpet til selve viften totalt blir 1atm. På denne måten vil man fange opp små variasjoner i trykk, slik man har i en vifte. Dersom man for eksempel hadde en Francisturbin ville det blitt gjort annerledes. På utløpet settes det en massestrøm. Når viftekarakteristikken lages, kjøres viften med forskjellige massestrømmer på utløpet, og man kan dermed logge prestasjoner i virkningsgrad. Dette er den mest robuste måten å simulere på.

Interfaces

Det felles grensesnittet mellom vifte og diffusor må defineres riktig slik at det som strømmer ut av viften strømmer inn i diffusoren. Man definerer grensesnittet av typen "*stage*". Dette blir automatisk riktig selv om viften for eksempel er delt i 7 kakestykker mens diffusoren for eksempel er delt i 15 kakestykker.

Man må også definere grensesnittet mellom selve kakestykkene i vifte og diffusor for seg. Det defineres av typen "*periodic*", og forklares enklest ved en illustrasjon:



Figur 11: Periodisk grensesnitt

Figur 11 illustrerer at det som strømmer ut fra et kakestykke vil gå inn i det neste. Til høyre i figuren ser man hvordan et periodisk grensesnitt er definert; den høyre pilen går inn i neste kake slik den venstre pilen kommer inn i gjeldende kake.

Solution control

Ved å løse alle ligningene i systemet flere ganger, altså iterering, vil løsningen kunne bli mer og mer nøyaktig. Dersom man har et godt nok mesh, vil løsningen konvergere. I CFX-pre setter man et mål for hvor lenge datamaskinen skal iterere. Man bestemmer enten et maks antall iterasjoner, eller man velger seg et konvergensmål. Konvergensmålet sier noe om hvor mye løsningen forandrer seg for hver iterasjon. I denne masteroppgaven settes konvergensmålet til 10^{-5} .

3.4.3 CFX-solver

I CFX-solver får man en oversikt over hvordan simuleringen går, det vil si hvor langt den har kommet og hvordan de forskjellige løsningene på ligningene konvergerer. Tidsforbruket på en simulering varierer etter hvor stort mesh man har. De fleste simuleringene i denne masteroppgaven tar litt

mer enn én time. Totalt er det foretatt ca 600 timer med simuleringer i denne masteroppgaven.

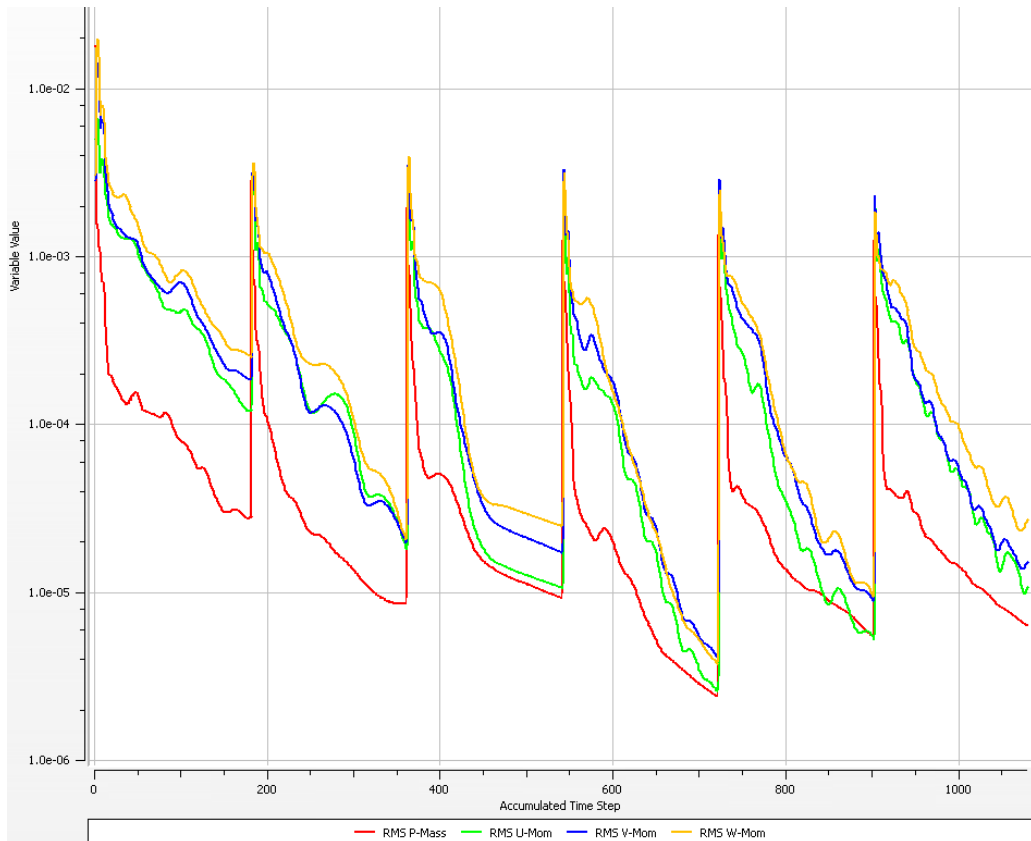
For å utnytte tiden mer effektivt, lages det klart 15-20 simuleringer. Deretter lages et script som kjører alle scriptene og lagrer resultatene. Dersom scriptet settes i gang på ettermiddagen, er det ferdig på formiddagen dagen etter.

Eksempel på et slikt script er hentet fra en gammel masteroppgave [18]. Fremgangsmåten er som følger, hentet direkte fra masteroppgaven:

1. Lage definisjonsfiler ***.def** i CFX-Pre til de simuleringene som skal kjøres og lagre dem i en mappe
2. Åpne en tekstfil i Notepad
3. Skriv inn en kommando på følgende form:

cfx5solve -def HSK_1350_700.def
cfx5solve -def HSK_1350_1000.def -initial HSK_1350_700_001.res
cfx5solve -def HSK_1350_1300.def -initial HSK_1350_1000_001.res
cfx5solve -def HSK_1350_1600.def -initial HSK_1350_1300_001.res
cfx5solve -def HSK_1350_1900.def -initial HSK_1350_1600_001.res
cfx5solve -def HSK_1350_2200.def -initial HSK_1350_1900_001.res
4. Lagre tekstfilen i samme mappe som definisjonsfilene
5. Endre tekstfilen til en ***.bat** (Batch file)
6. Åpne CFX Launcher, og definér den aktuelle mappen som arbeidsområde
7. Åpne Tools > Command Line og skriv inn navnet på batch-filen
8. Hold Command Line-vinduet åpen gjennom simuleringene

Ved å bruke resultatene fra forrige simulering som initialbetingelser, kan man spare seg for noe CPU-tid, og man kan oppnå bedre konvergens. Under vises et bilde av en ferdig simulering. Man kan se at konvergensen er forbedret for hver kjøring. I Figur 12 ser man at konvergensen ikke er like god på den siste kjøringen, men dette har med at det simuleres et punkt som er et stykke unna det ideelle punktet for viften, og man får mye turbulens og et rotete strømningsbilde. På den loddrette akse ser man verdien på hvor mye variablene endres for hver kjøring. En endring på rundt 10^{-5} er akseptabelt.

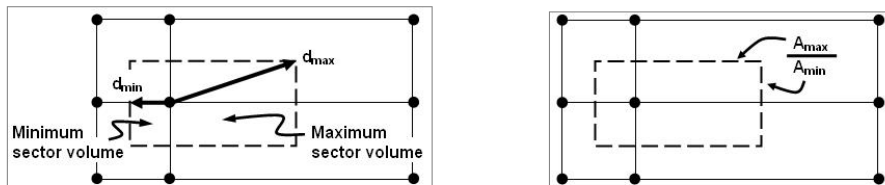


Figur 12: Eksempel på ferdig kjøring i CFX-solver

I solver blir også meshet validert. Det er tre parametre som sier noe om kvaliteten på meshet:

Expansion Factor

Expansion factor sier noe om forholdet mellom avstanden fra noden i et kontrollvolum og ut til "veggene" i kontrollvolumet. Til venstre i figur 13 ser man flere noder tegnet opp (de svarte prikkene), og den stiplede linjen illustrerer et kontrollvolum. Expansion factor er forholdet mellom det største og minste sektorvolumet i et kontrollvolum. Verdien skal ligge under 20 for å være akseptabel.



Figur 13: Expansion factor og aspect ratio [17]

y^+

y^+ er den dimensjonsløse avstanden fra vegg til første nodepunkt, altså der ligningene løses. Det er viktig å ha et godt nok mesh langs vegg for å få en nøyaktig løsning av det turbulente grensesjiktet. $k-\epsilon$ -modellen er ikke gyldig langs vegg, og det er derfor man trenger avstanden ut til det første nodepunktet. Verdien på y^+ må ikke være for høy, for da vil man havne utenfor grensesjiktet. For at meshet skal gi en gyldig løsning må verdien av y^+ være lavere enn 300.

Hastigheten i noden som ligger nærmest vegg (altså en avstand y^+ fra vegg) antas å ligge i det fullt utviklede turbulente grensesjiktet. Et uttrykk for denne hastigheten er som følger [17]:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (5)$$

I (5) er

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad (6)$$

I (6) er

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{0.5} \quad (7)$$

I ligningene over u_τ friksjonshastigheten, τ_w er skjærspenninger langs vegg, κ er von Karman-konstanten og C er en konstant som er avhengig av ruheten til vegg.

Aspect ratio

Aspect ratio sier noe om hvor mye hvert kontrollvolum strekker seg, og er definert som forholdet mellom den lengste og den korteste siden i

kontrollvolumet. Dette er illustrert til høyre i figur 13. Verdien på aspect ratio skal ligge under 100 for å være akseptabel.

3.4.4 CFX-post

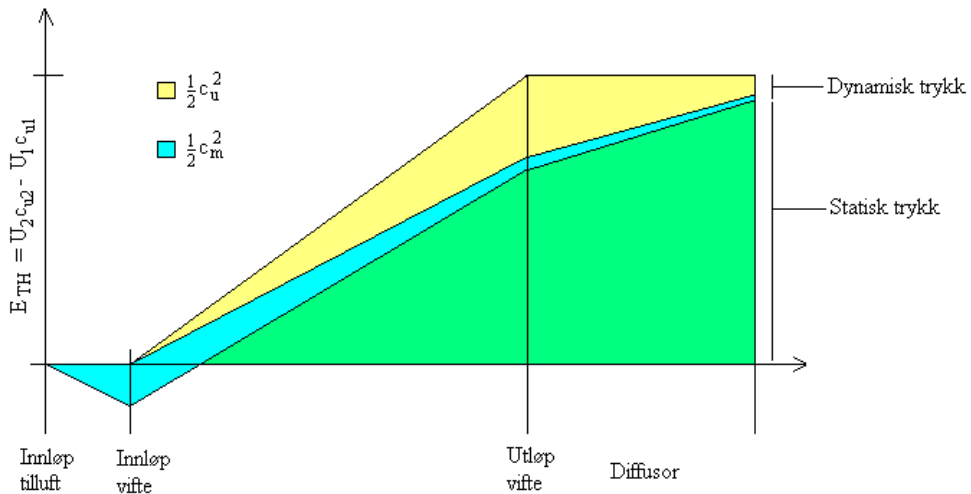
I CFX-post får man resultatet av simuleringen. Her er det et stort utvalg av muligheter for å behandle dataene. Man kan blant annet legge strømningslinjer fra innløp til utløp, trykkonturer og hastighetskomponenter. CFX-post har også en avansert funksjonskalkulator som kan brukes til å regne ut trykk på forskjellige steder i viften, y^+ -verdier, tetthet, Mach-tall etc.

I og med at det er valgt å bruke turbo mode, har man også muligheten til å produsere en såkalt *Fan report*. Denne rapporten inneholder et stort utvalg av grafer over hastigheter, trykk, lyd, energiuttak etc. I tillegg inneholder den en tabell som sier noe om hvor mye trykket øker fra innløp til utløp, både statistisk og totalt. I tabellen finner man også hastighetskomponenter på innløp og utløp, total og statistisk virkningsgrad, og hvor mye elektrisk effekt som må tilføres for å oppnå en viss volumstrøm.

3.5 Viftekarakteristikk

I denne masteroppgaven vil det produseres viftekarakteristikker. En viftekarakteristikk viser hvordan viften presterer ved forskjellige volumstrømmer. Den viser altså hvor mye trykk som bygges opp, både statistisk og totalt, og viser hva virkningsgraden vil være ved forskjellige volumstrømmer. Måten det gjøres på er å kjøre simuleringer ved forskjellige volumstrømmer, og deretter generere en Fan report der man kan logge de forskjellige verdiene for trykk og virkningsgrad.

Det vises til prosjektoppgaven fra høsten 2009 [6 s. kap. 2.4.2] for å lese mer om energifordelingen gjennom en vifte, men det man i bunn og grunn ønsker er størst mulig statistisk trykkøkning. Den totale trykkenergien består av både statistisk trykk og dynamisk trykk (bevegelsesenergi). Det er det statiske trykket som vil drive luften videre ut i ventilasjonsanlegget. Det er uansett bra å bygge opp et høyt totaltrykk, for ved hjelp av en diffusor kan mye av det dynamiske trykket omgjøres til statistisk. Figur 14 viser prinsipielt hvordan statistisk og dynamisk trykk bygges opp gjennom en vifte:



Figur 14: Trykkoppbygging gjennom en vifte

Den totale virkningsgraden defineres på følgende måte:

$$\eta_{tot} = \frac{Q \Delta p_{tot}}{P_{el}} \quad (8)$$

Statisk virkningsgrad defineres på lignende vis:

$$\eta_{stat} = \frac{Q \Delta p_{stat}}{P_{el}} \quad (9)$$

I (8) og (9) er Δp_{tot} og Δp_{stat} hhv totalt og statisk trykk oppbygd, uttrykt i Pascal. Q er volumstrømmen i m^3/s , og P_{el} er den elektriske effekten som må tilføres viften. I Ansys regnes denne ut som *dreimoment (torque) multiplisert med rotasjonshastighet*. Enheten er Watt. Momentet er definert som kraft multiplisert med kraftarm:

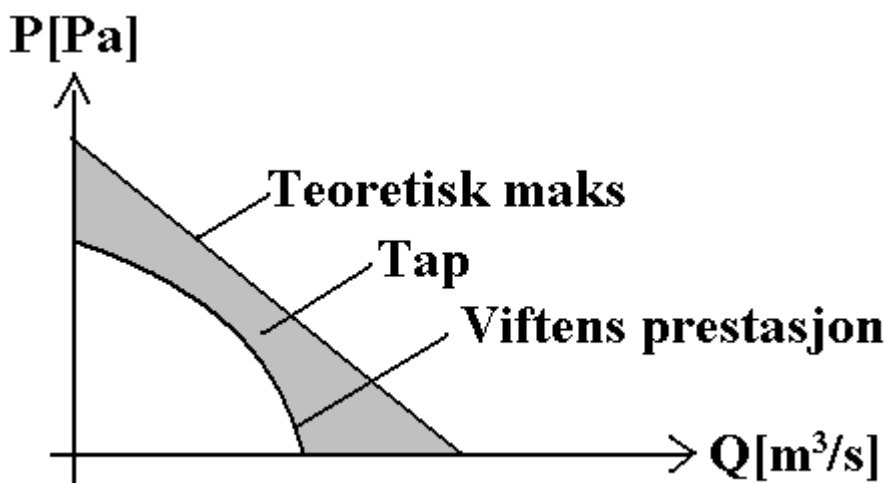
$$M = F \cdot r \quad (10)$$

Dersom en bruker at kraft er lik trykk multiplisert med areal, og integrerer over hele skovlen får man følgende uttrykk for dreimomentet:

$$M = \int p \cdot A \cdot r \, dr \quad (11)$$

Dermed får man altså høyere dreimoment og lavere virkningsgrad desto høyere totalt trykk som bygges opp. For å få best mulig design vil en altså ha en vifte som bygger opp nødvendig statisk trykk som trengs i ventilasjonssystemet, og gjør dette med høyest mulig statisk virkningsgrad.

For å kontrollere at løsningen er innenfor det som er realistisk vil det trykket som teoretisk er maks oppnåelig også plottes i viftekarakteristikken. Figur 15 viser en skisse av en viftekarakteristikk:



Figur 15: Skisse av viftekarakteristikk

Den buede kurven er det faktisk oppnådde trykket ved forskjellige volumstrømmer. Den rette linjen er det teoretisk maksimalt oppnåelige trykket. Det grå området mellom kurvene representerer tap.

Tapet relateres til et fenomen som kalles *slipp*. Slipp er den avbøyning strømningslinjene får på grunn av forskjellig trykk på forside og bakside av skovlene [10 s. 135]. Når strømningslinjene bøyes av, fører dette til at den reelle utløpsvinkelen til luften, β_2 , blir noe lavere. Denne endringen i utløpsvinkelen kalles *slippvinkel*. Fra ligning 10.10 i Brekke [10 s. lign. 10.10], ser en at lavere β_2 vil gi lavere c_{u2} . Av (12) ser en at dette igjen gir lavere oppbygd trykk. Lavere oppbygd trykk gir i sin tur lavere virkningsgrad, dette kan ses av (8) og (9).

Det er hovedsakelig to store tap i en vifte; friksjonstap og støttap. Friksjonstapet kommer av viskositeten til luften. Støttapet kommer når viften kjøres på en annen volumstrøm enn bestpunktet.

For mer teori om ulike tap vises det til prosjektoppgaven fra høsten 2009 [6 s. kap. 2.4.4].

Når det gjelder det teoretisk maks oppnåelige trykket i Pascal, finnes det ved hjelp av et avløpsdiagram [10 s. 132] og Eulers pumpeligning [10 s. 133]:

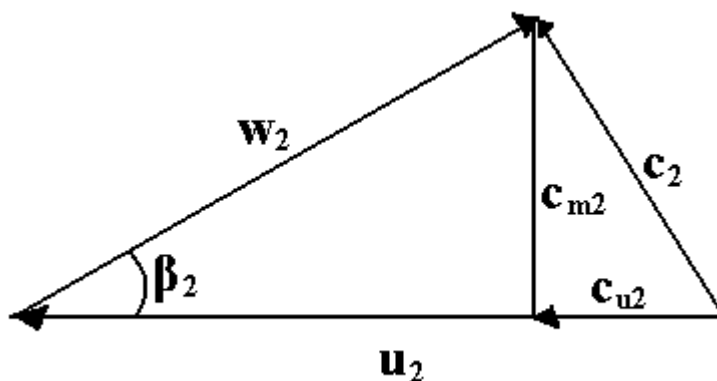
$$\Delta p = \rho(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (12)$$

I Eulers pumpeligning er u periferihastigheten, altså hastigheten til selve viften. Denne er gitt av følgende ligning:

$$u = \Omega \cdot r \quad (13)$$

I (13) er Ω omdreiningshastighet og r er avstanden inn til rotasjonssenter.

c_u i (12) er den komponenten av absolutthastigheten som har samme retning som periferihastigheten. Ideelt sett er c_u lik null på innløpet til viften, altså såkalt rotasjonsfritt innløp. 2 står for utløp, og 1 står for innløp.



Figur 16: Avløpsdiagram

I Figur 16 er β_2 utløpsvinkelen til luften, altså utløpsvinkelen til skovlen på viften (når det ikke er tap). Skovlvinkelen forandrer seg naturligvis ikke, og derfor kan man tenke seg at når c_{m2} er lik null, altså null strømming radielt ut

fra viften, er c_{u2} lik u . Dermed blir verdien for det teoretiske trykket ved null volumstrøm som følger:

$$\Delta p = \rho u_2^2 \quad (14)$$

Linjen for teoretisk trykk i Figur 15 går lineært mot null trykk. Uttrykket for volumstrøm er som følger:

$$Q = A c_m = 2\pi r b c_m \quad (15)$$

I (15) er A omløpsarealet, og fremkommer altså ved $2\pi r b$, der r er avstanden inn til rotasjonssenter og b er bredden på skovlen.

Ved null trykk er c_{u2} lik null, og c_{m2} blir dermed [10 s. lign. 10.10]:

$$c_{m2} = u_2 \tan \beta_2 \quad (16)$$

Setter man dette inn i (15) får man et uttrykk for hvilken volumstrøm man har der man teoretisk sett ikke kan bygge opp noe trykk.

En viftekarakteristikk er oversiktlig og er fin å bruke til å sammenligne prestasjonen til to forskjellige vifter. Ved å sette opp en systemkarakteristikk for ventilasjonssystemet kan man finne ut hvor stort trykkfall viften må kompensere for, og ved hjelp av viftekarakteristikken kan man se hvilken virkningsgrad man har ved tilsvarende trykk og volumstrøm.

4 Analyse av vifte fra Fläkt Woods

4.1 Innledning

Høsten 2009 mottok HSK Fans en vifte av Novema. Viften er produsert av det Svenske selskapet Fläkt Woods. Denne viften representerer det som monteres i nye bygg i 2009. Høsten 2009 og våren 2010 ble det kjørt tester på viften i en testrigg på Vannkraftlaboratoriet ved NTNU [19].

Våren 2010 skal det kjøres mer nøyaktige tester av viften. Første del av denne masteroppgaven vil være å kjøre tester av viften i Ansys CFX. Testresultatene vil senere i rapporten sammenlignes med målinger fra laboratoriet og resultater fra 1.generasjons prototyp.

I dette kapittelet vil først detaljene rundt oppbyggingen og valideringen av meshet gjennomgå. Deretter vil det bli en oppsummering og diskusjon av resultater, samt en sammenligning med målte resultater fra laboratoriet.

4.2 Mesh

Det ble kjørt simuleringer med 5 forskjellige mesh. Det ble brukt verdier for innløpstrykk, volumstrøm og rotasjonshastigheter fra testene som ble kjørt i laboratoriet høsten 2009. Dette ble gjort for å få en grov sammenligning med virkeligheten og forsikre seg om at resultatene var realistiske. For hver kjøring var meshet mer finmasket, og kjøringene tok lengre tid. Tabell 1 viser resultatet fra testingen av meshet.

I tabellen kan det ses at det er kjørt 5 simuleringer. Den første kolonnen viser at det for hver kjøring er gjort 120 iterasjoner. Den neste kolonnen

viser hvor mye verdiene i den siste iterasjonen forandret seg i forhold til den nest siste iterasjonen.

De neste kolonnene sier noe om kvaliteten på meshet; antall masker, maks ekspansjonsfaktor, aspect ratio, og den høyeste verdien på y^+ . Tre kolonner viser "!", ok, OK". Det går på ekspansjonsfaktoren. "!" betyr at deler av meshet er uakseptabelt. "ok" betyr akseptabelt, og "OK" betyr bra. I den 5. simuleringen står det for eksempel:

"!": <1

"ok": 8

"OK": 92

Dette betyr det mindre enn 1% av meshet er uakseptabelt (det kan dreie seg om 1 maske), 8% av meshet er akseptabelt og 92% er bra.

Resten av tabellen oppsummerer verdiene på elektrisitetsforbruk, statisk og total trykkøkning fra innløp til utløp, total og statisk virkningsgrad, og verdiene på hastighetskomponentene c_m og c_u på utløpet. Tabellen viser også hvor mye hver enkelt verdi endrer seg når meshet blir finere. Det kan ses at verdiene forandrer seg rundt 1 % fra den 4. til den 5. simuleringen.

4.2 Mesh

4 Analyse av vifte fra Fläkt Woods

Validering av grid, Flåkt uten diffusor																		
Omega	1385 rpm																	
Ptot innløp:	101/735 Pa																	
Mdot utløp:	1835 m3/h	0.5099 m3/s																
							MAX											
									Outlet - Inlet					Outlet	Outlet			
Time steps	Convergence	Elements	Nodes	Faces	Max exp.	1	OK	AR	Yplus	Effekt [W]	Delta_P_stat [Pa]	Delta_P_tot [Pa]	Tot.Efficiency	Stat.Efficiency	Cm [m/s]	Cu [m/s]		
120	5,71E-05	48264	19811	8476	594	5	19	76	OK	99,3	138,84	274,000	227,000	83 %	62 %	4,785	8,051	
120	4,05E-05	129048	45634	17093	654	2	14	84	OK	70,6	139,78	0,007 281,000	0,025 236,000	0,038 86 %	0,034 65 %	4,833	0,010 8,089	0,005
120	4,75E-05	271254	71290	18100	137	<1	16	84	OK	72,1	137,76	-0,015 278,000	-0,011 232,000	-0,017 86 %	-0,004 64 %	4,852	0,004 7,987	-0,013
120	3,10E-05	406217	101330	26130	79	<1	11	89	OK	59,7	139,69	0,014 281,000	0,011 237,000	0,021 87 %	0,010 65 %	4,859	0,002 7,856	-0,017
120	7,51E-05	707762	161923	40653	78	<1	8	92	OK	52,4	137,86	-0,013 277,000	-0,014 233,000	-0,017 86 %	-0,006 64 %	4,867	0,002 7,768	-0,011

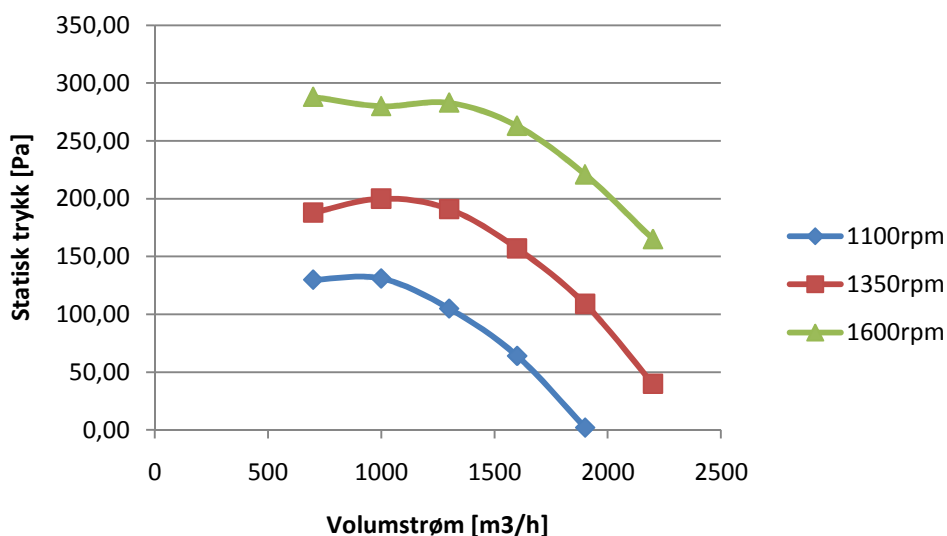
Tabell 1: Validering av grid, Fläkt Woods uten diffusor

I resten av simuleringene er det valgt å bruke mesh nummer 4. Dette er på grunn av at det skjer lite forandringer fra det fjerde til det femte meshet, løsningen er altså blitt tilnærmet grid-uavhengig. I det femte og fineste meshet er det såpass mange kontrollvolumer at det vil ta altfor lang tid å kjøre alle simuleringene.

4.3 Resultater og diskusjon

4.3.1 Simulering av viften

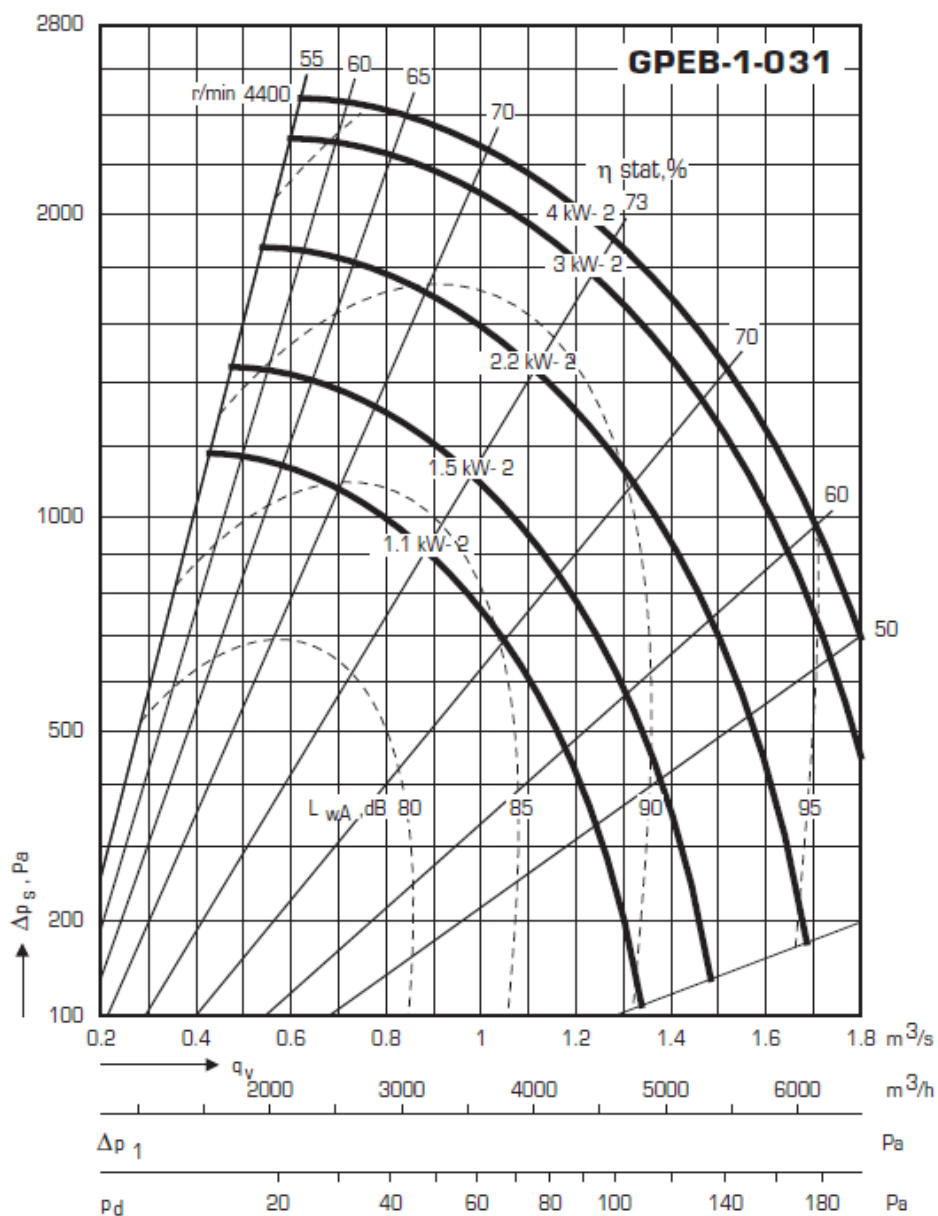
Hver simulering tar ca 1 time med den datamaskinen som er brukt for simuleringene. Det er foretatt 18 simuleringer for å få frem viftekarakteristikken av viften til Fläkt Woods. Denne vises i Figur 17:



Figur 17: Viftekarakteristikk for Fläkt Woods sin vifte

I figuren over er det foretatt kjøring med 3 forskjellige turtall, Ω ; 1100rpm, 1350rpm og 1600rpm, hhv blå, rød og grønn linje. Det er kjørt 6 forskjellige volumstrømmer for hvert turtall, og det totale trykket oppbygd er plottet mot volumstrømmen. Tabellen med alle verdier kan finnes i Vedlegg A: Tallmateriale fra Excel.

Det kan ses at desto høyere turtall viften kjøres med, desto høyere trykk vil bygges opp. Dette er som forventet, dersom man sammenligner med viftekarakteristikken fra Fläkt Woods:



Figur 18: Oppgitt viftekarakteristikk fra Fläkt Woods [20]

Fläkt Woods har ingen karakteristikk for motoren på 750W som er testet i dette prosjektet. Likevel kan det ses av Figur 18 at når motorstørrelsen øker,

øker turtallet og også det oppbygde trykket. Dette stemmer bra med de simulerte verdiene i Ansys.

Dersom man bruker affinitetslovene, (17) og (18), kan man regne ut hva forventet trykk og volumstrøm vil være ved en gitt omdreiningshastighet.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (17)$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (18)$$

(17) og (18) kalles affinitetslovene. I ligningene er n omdreiningshastighet.

Bestpunktet til Fläkt Woods for viften på 1.1kW er ved en n på 3039rpm og en volumstrøm på 3130 m³/h. Her oppgir Fläkt Woods en virkningsgrad på 73% og en statisk trykkoppbygging på 920Pa. Totaltrykket oppgis til 970Pa. Tabell 2 sammenligner verdiene i Ansys med forventede verdier basert på oppgitte verdier fra Fläkt Woods, utregnet med affinitetslovene:

	Fläkt Woods	Forventet verdi	ANSYS	Avvik
n [rpm]	3039	1350	1350	
Q [m³ / h]	3130,0	1390,4	1390,4	
p_statisk [Pa]	920,0	181,5	180,8	-0,4 %
p_total [Pa]	970,0	191,4	195,4	2,1 %
virkn.grad [%]	73,0	73,0	66,0	-11 %

Tabell 2: Sammenligning mellom simulerte og forventede verdier for Fläkt Woods

Tabellen viser at ved en omdreiningshastighet på 1350rpm, forventes det at ved en volumstrøm på 1390.4m³/h skal viften bygge opp 181.5Pa og 191.4Pa i hhv statisk og totalt trykk. Som det ses av tabellen stemmer dette veldig godt overens med det som er simulert i Ansys. I og med at viften er simulert i ANSYS på 1300m³/h og 1600m³/h, er det brukt lineær regresjon for å finne verdien ved 1390.4m³/h. Når man ser på viftekarakteristikken, Figur 17, er det greit å bruke lineær regresjon her.

Den målte virkningsgraden i Ansys stemmer ikke helt overens med det oppgitte. Det kan komme av to ting:

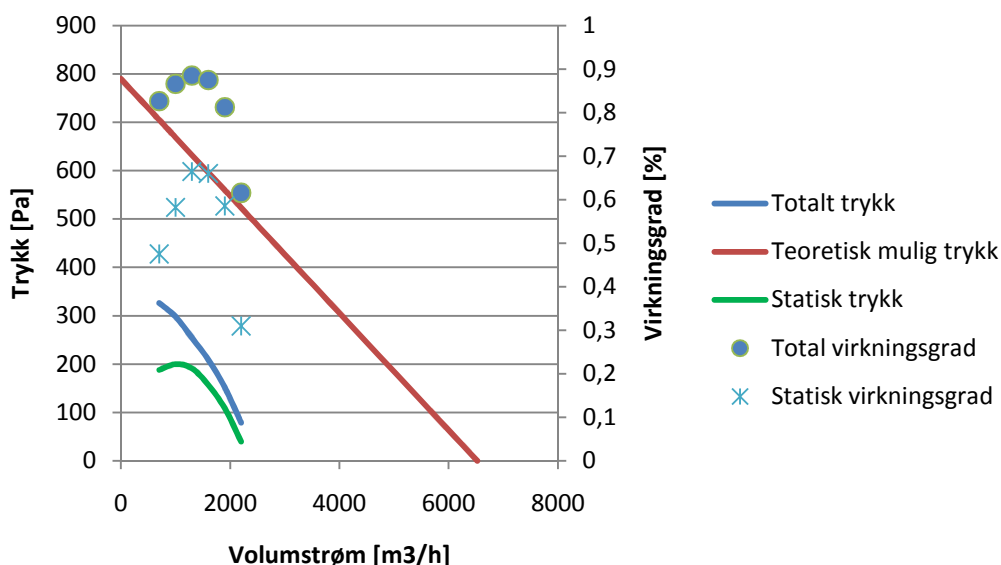
- Ansys beregner virkningsgraden vha (11). Det kan ha blitt unøyaktigheter i beregning av dreimomentet på viften.
- Det oppgitte stemmer ikke

Den viktige observasjonen er at simuleringene av trykk stemmer svært godt overens med det oppgitte fra Fläkt Woods. Dette viser at simuleringene er riktige, gitt at de oppgitte verdiene stemmer med virkeligheten. Senere i rapporten vil det bli en sammenligning med målinger gjort i lab.

En mer detaljert sammenligning av målte verdier og oppgitte verdier fra Fläkt Woods kan finnes i masteroppgaven til Kjell Erik Lien.

Figur 19 viser trykkoppbygging og virkningsgrad for $\Omega=1350\text{rpm}$. Den røde linjen viser hvor mye trykk man teoretisk kan bygge opp, mer om dette i kapittel 3.5. Den blå linjen viser det totale trykket oppbygd, og den grønne linjen viser det statiske trykket oppbygd.

Det kan ses av Figur 19 at bestpunktet for viften ved dette turtallet finnes ved en volumstrøm rundt $1300\text{m}^3/\text{h}$. Her er totalvirkningsgraden 88% og den statiske virkningsgraden er 66%. Viften bygger her opp 254Pa totaltrykk, og 191Pa statisk trykk. Det er her tilnærmet rotasjonsfritt innløp, c_u -komponenten på innløpet er altså tilnærmet lik 0. Disse verdiene er oppsummert i tabellen i vedlegg A: Tallmateriale fra Excel.

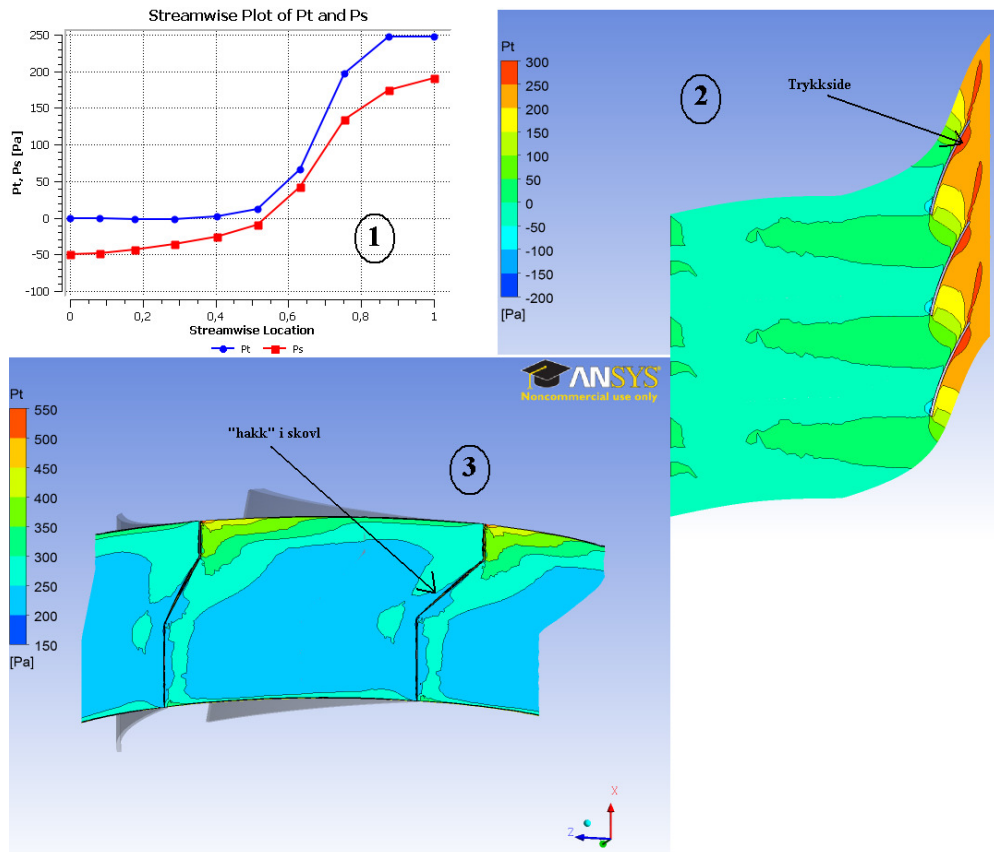


Figur 19: Trykk og virkningsgrad for $\Omega=1350\text{rpm}$, Fläkt Woods uten diffusor

Dersom Figur 19 sammenlignes med Figur 15 ser man at det er stort tap i viften. Det totale oppbygde trykket ligger godt under det trykket som er teoretisk mulig å bygge opp. Det teoretiske maksimale trykket er altså utregnet ved hjelp av Eulers pumpeligning (12).

Figur 20 viser strømningsbildet for denne simuleringen, $\Omega=1350\text{rpm}$ og volumstrømmen lik $1300\text{m}^3/\text{h}$. Figuren består av 3 forskjellige bilder:

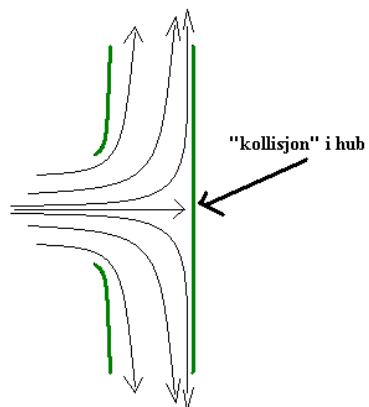
1. Energiomsetning. Her er det plottet hvordan totalt og statisk trykk omsettes gjennom viften. Dette stemmer godt overens med forventet omsetning, dersom det sammenlignes med grafer fra prosjektoppaven fra høsten 2009 [6 s. kap. 2] og Figur 14. Grunnen til at det statiske trykket er negativt ved innløpet, er at totaltrykket er satt til 0Pa her. Det betyr altså at det statiske trykket ved innløpet er ca 50Pa under atmosfæretrykk.
2. Total trykkoppbygging. Det kan ses at det er et høyere trykk på utløpet, og at det etableres en trykkside på den ene siden av skovlen.
3. Total trykkoppbygging på utløp. Det kan ses at det bygges opp høyere trykk i den øverste delen av utløpet. Dette kan vitne opp at det ikke er helt ideell strømnings i utløpet, altså at det blir en ujevn og rotete strømnings. En grunn til dette kan være at skovlen er designet med et "hakk" på utløpet. Dette kan antas å være for å redusere støy i viften. Senere i dette kapitlet gjøres det en simulering uten dette hakket, for å sammenligne oppbygd trykk og støy.



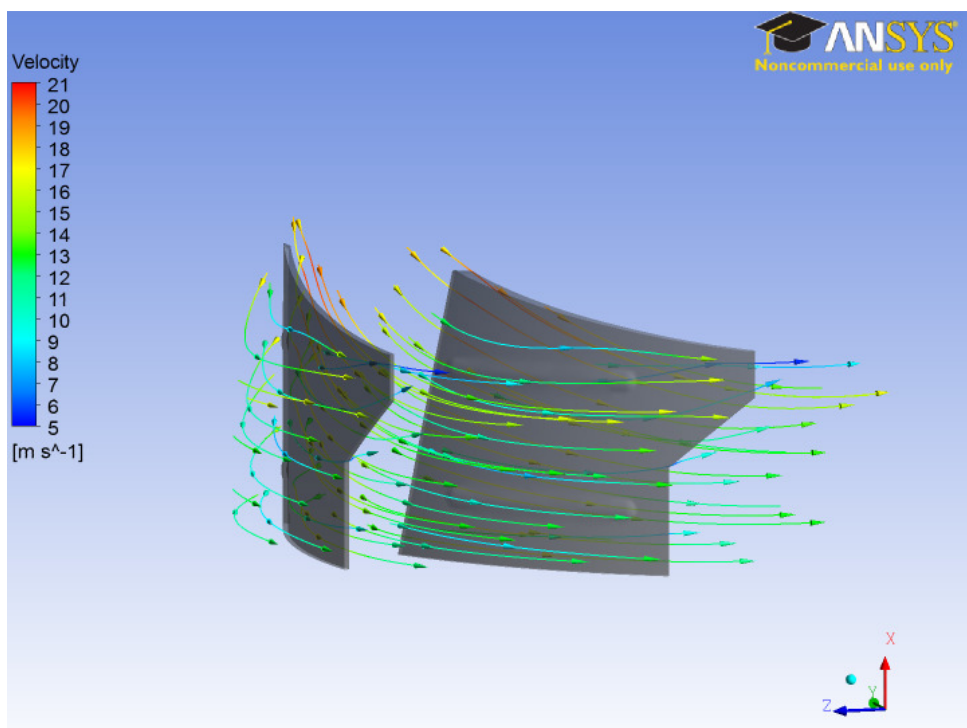
Figur 20: Trykkonturer for Flåkt Woods uten diffusor

I Figur 22 kan det ses hvordan luften flyter gjennom viften. Fargekoden viser at hastigheten retarderes gjennom viften, og det blir dermed bygd opp statisk trykk. Selv om strømmingen ser relativt jevn ut, kan man se at det blir litt krøll rundt det lille hakket på utløpet av skovlen. Dette fører til tap.

I tillegg vil mye av strømmingen som kommer inn på innløpet av viften "kollidere" i huben av viften, og dermed blir det også et tap her. Dette er illustrert i Figur 20:



Figur 21: "Kollisjon" i hub



Figur 22: Strømningsbilde, Fläkt Woods uten diffusor

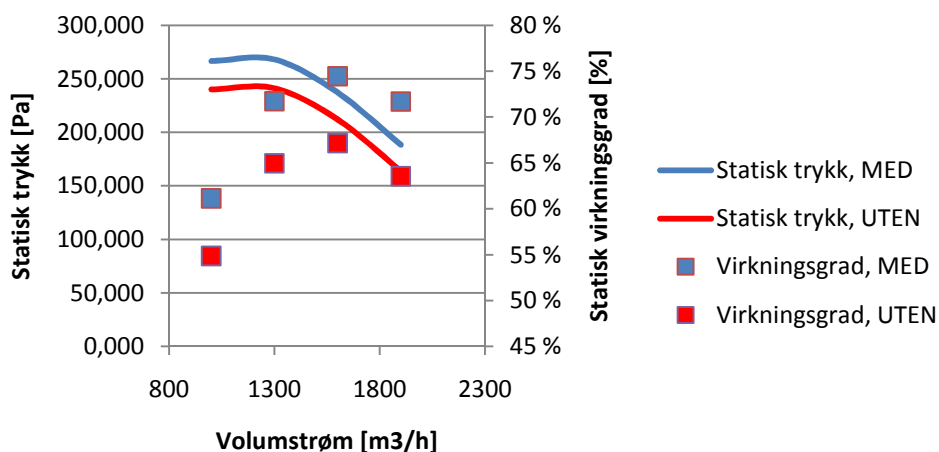
4.3.2 Simulering med diffusor

Som det skal vises senere i rapporten, gir ikke den diffusoren som ble produsert sammen med 1.generasjons prototyp ideell virkningsgrad. På

grunn av alle skovlene i diffusoren ble det høy strømningsmotstand. Mer detaljer rundt dette kan finnes i masteroppgaven til Halvor Haugsvold [21].

I stedet ble det designet en ny diffusor uten blader. Denne viste seg å gi ønsket effekt; Den omgjør noe av det dynamiske trykket etter viften til statisk trykk. Dermed blir den statiske virkningsgraden høyere. Når viften simuleres med diffusor vil det bygges opp litt mindre trykk over selve skovlene, og dette gjør at momentet blir litt lavere og virkningsgraden enda høyere. Viser til (11).

Figur 23 viser en sammenligning mellom trykk og virkningsgrad for viften til Flåkt Woods med og uten diffusor:



Figur 23: Trykk og virkningsgrad for Flåkt Woods, med og uten diffusor

De blå linjene representerer viften simulert *med* diffusor. De røde linjene er uten diffusor. Figuren viser helt tydelig at diffusoren fungerer. Viften bygger nå jevnt over ca 25Pa høyere trykk, og virkningsgraden øker i snitt med 8 %.

4.3.3 Sammenligning med resultater fra lab

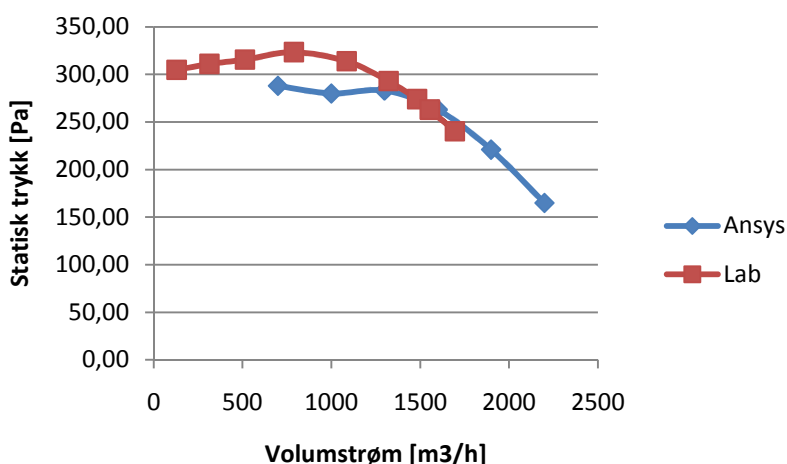
Masteroppgaven til Kjell Erik Lien går ut på å teste viften i laboratoriet.

Sammenligningen med resultater fra laboratoriet er grunnlaget for å verifisere at det som blir simulert i Ansys er realistisk. Dersom det er stort avvik i det som simuleres og det som blir målt, må parametre i Ansys endres for å få et resultat som er nærmere virkeligheten. Dessverre har det tatt

lang tid både å produsere tester fra Ansys og tester fra laboratoriet. På grunn av dette var det ikke mulig å sammenligne resultater fra Ansys og laboratoriet før helt på slutten av semesteret. På bakgrunn av Tabell 2, som viser at resultatene fra Ansys stemmer godt overens med det Fläkt Woods har oppgitt, ble det antatt at simuleringene i Ansys var realistiske. Det ble gjort simuleringer i Ansys gjennom hele våren med konstante friksjonskoeffisienter og andre parametre. Dersom det hadde vært mulig å sammenligne med resultater fra laboratoriet tidligere, hadde det vært mulig å endre noen av disse parametrene i Ansys for å få et enda mer realistisk resultat.

Siden alle simuleringene i Ansys er gjort med konstante parametre, er uansett simuleringene riktige i forhold til hverandre. Det vil si at simuleringene av 1.generasjons prototyp, viften til Fläkt Woods og det nye designet vil kunne sammenlignes med hverandre.

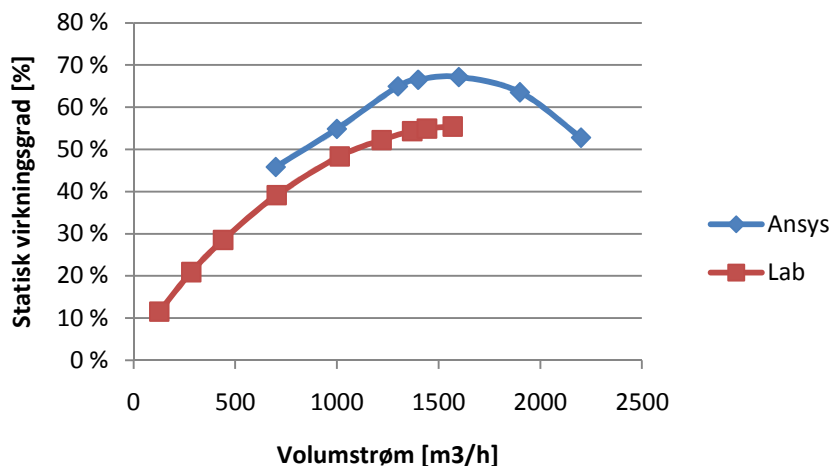
Figur 24 sammenligner en simulering i Ansys (blå) med en måling fra laboratoriet (rød). Omdreiningshastigheten er 1600rpm.



Figur 24: Sammenligning av Fläkt Woods statisk trykk. Ansys og lab

Figuren viser at kurven stemmer nokså bra overens for høyere volumstrømmer (rundt $1500\text{m}^3/\text{h}$). Det er ikke foretatt simuleringer i Ansys på like lave volumstrømmer som i laboratoriet, altså fra $700\text{m}^3/\text{h}$ og nedover.

Figur 25 sammenligner virkningsgraden som simuleres i Ansys(blå) med den som måles i laboratoriet(rød). Omdreiningshastigheten er 1480rpm.



Figur 25: Sammenligning av Fläkt Woods virkningsgrad. Ansys og lab

Figuren viser at den statiske virkningsgraden som er simulert i Ansys ligger noe over den som er målt i laboratoriet. Dette kan komme av at det er en del tap i målingene i laboratoriet som ikke kommer frem i kjøringene i Ansys. Mer om disse tapene kan finnes i masteroppgaven til Kjell Erik Lien.

Kurvene har den samme formen selv om resultatene fra Ansys ligger noe over. Bestpunktet forekommer ved samme volumstrøm. Det er ikke foretatt simuleringer i Ansys på så like lave volumstrømmer som de laveste målte i laben.

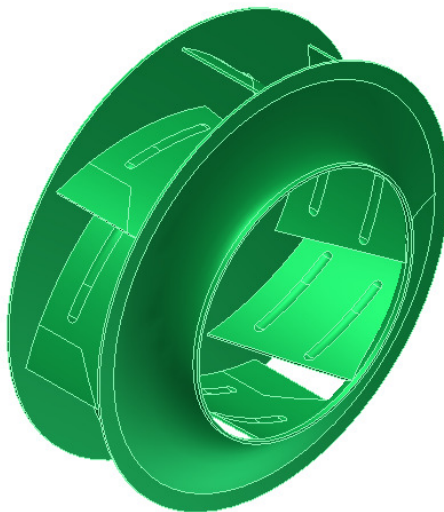
Konklusjonen er at simuleringene i Ansys kan ses på som realistiske siden kurvene for trykk og virkningsgrad får den samme formen som kurvene målt i laboratoriet. Tallene stemmer ikke helt overens, men dette er som forventet i og med at det er visse tap i laboratoriemålingene.

Siden simuleringene av trykk fra Ansys også stemmer godt overens med Tabell 2, som er det Fläkt Woods har oppgitt, betyr det at resultatene fra Ansys kan brukes i designet av en ny vifte.

4.3.4 Simulering uten hakk i skovl

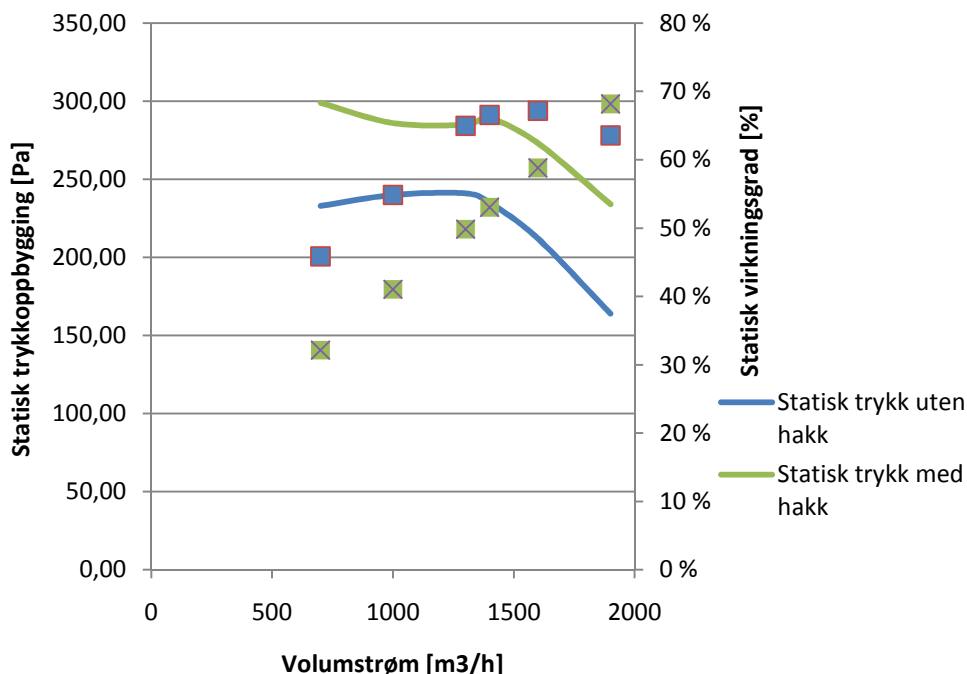
Hypotesen er som følger: Uten hakket i skovlen på utløpet av viften til Fläkt Woods ville strømningsbildet blitt jevnere, og det ville blitt bygd opp et høyere trykk og virkningsgrad ved samme volumstrøm.

Det ble designet en vifte i Inventor som er helt lik viften til Fläkt Woods, kun uten hakket i skovlene. Slik ser den ut:



Figur 26: Fläkt Woods uten hakk i skovler

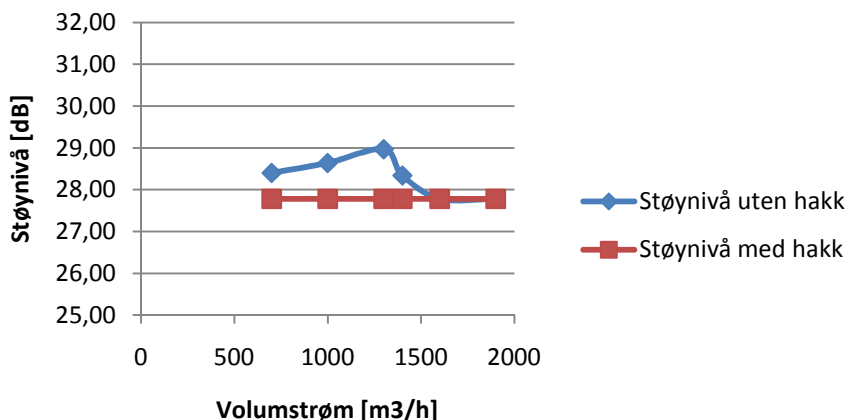
Figur 27 viser en sammenligning av oppbygd statisk trykk og statisk virkningsgrad for de to viftene; med og uten hakk i skovlene, hhv blå og grønn linje.



Figur 27: Sammenligning av trykk og virkningsgrad, med og uten hakk i skovler

Som det kan ses av Figur 27 vil det bygges opp *høyere* trykk med viften *med* hakk. Likevel viser det seg at virkningsgraden jevnt over er lavere. Grunnen til dette er at det med høyere trykk følger høyere moment, og dermed lavere virkningsgrad. Likevel er virkningsgraden høyere for viften *med* hakk når volumstrømmen øker. Dette tyder på at bestpunktet til viften har flyttet seg, og man burde tatt en grundigere test på høyere volumstrøm for og fått en enda bedre sammenligning.

Dersom man sammenligner støynivået for de to viftene kan man se at det nesten ikke er forskjell, begge avgir omtrent 28dB:



Figur 28: Sammenligning av støynivå, med og uten hakk i skovler

Beregning av støy er en egen vitenskap, og har ikke fokus i denne masteroppgaven. Tallene er basert på beregninger gjort i Ansys. Kort sagt blir støyen beregnet ved hjelp av Lowson-modellen [17]. Lowson fant ut at støy er direkte relatert til aerodynamiske krefter som virker på de roterende bladene. Ansys bruker rotasjonshastigheten til viften som frekvens, og beregner støyen som en person ville opplevd dersom han stod 1 meter unna viften.

For å ha et sammenligningsgrunnlag over hva 28dB støy betyr, er maksimal tillatt støy på en arbeidsplass oppgitt til 80dB før man må ha hørselvern [22]. En normal samtale oppleves som 60dB, og et rop tilsvarer omtrent 80dB.

Konklusjonen blir at hypotesen forkastes. Støyen forandres ikke merkbart dersom man fjerner hakket i skovlen, og virkningsgraden blir lavere.

4.4 Konklusjon

Det er gjennomført simuleringer av viften til Fläkt Woods i Ansys. Resultatene viste seg å stemme overens både med det som er oppgitt fra Fläkt Woods (Tabell 2), og det som er målt i laboratoriet (Figur 24 og Figur 25). Dette betyr at Ansys trygt kan brukes videre i designet av en ny vifte.

Det ble av Halvor Haugsvold designet en diffusor, og denne viste seg å øke virkningsgraden til hele viften med 8%.

5 Analyse av 1. generasjons prototyp

5.1 Innledning

Høsten 2009 ble det designet en ny type ventilasjonsvifte som skulle prestere bedre enn dagens vifte. Det ble produsert en prototyp av viften. Det ble også designet og produsert en diffusor for å omgjøre mer av utløpstrykket til nyttig statisk trykk.

Begge disse skal testes grundig i laboratoriet våren 2010. I denne masteroppgaven skal prototypen simuleres i Ansys, og resultatene skal sammenlignes både med resultater fra lab og med viften fra Fläkt Woods.

Målet med testingen og simuleringen er å analysere hvordan prototypen presterer i forhold til viften fra Fläkt Woods, validere hvor realistisk løsningen fra Ansys er, og på bakgrunn av Ansys designe en ny og enda bedre vifte.

I dette kapittelet vil først meshet gjennomgå. Deretter vil det bli en oppsummering og diskusjon rundt resultatene fra simuleringene av vifteprototypen og deretter vifteprototypen med diffusor. Til slutt vil det bli en sammenligning med resultater fra lab og med viften fra Fläkt Woods.

5.2 Mesh

På samme måte som med viften fra Fläkt Woods (kapittel 4), ble det testet 5 forskjellige mesh for å få en griduavhengig løsning. Det var finere mesh for hver kjøring. Resultatet av kjøringen finnes i Tabell 3.

Som det kan leses av tabellen ble hvert av meshene kjørt 120 ganger. Senere i masteroppgaven blir de kjørt 2-300 ganger for å få enda mer nøyaktig løsning. Det er mesh nummer 4 som blir valgt å gjøre alle simuleringene med. Dette meshet gir nokså god konvergens, og det er lite forandring i parametrene fra det 4. til det 5. meshet. Aspect ratio og y^+ er godt innenfor de verdiene som karakteriseres som "bra". Fordelingen av expansion factor ser slik ut:

"!": <1

"ok": 6

"OK": 94

Meshet har ca 417,000 elementer og tar omtrent 1.5 time å kjøre på datamaskinen som er brukt til å gjøre simuleringene.

5.2 Mesh

5 Analyse av 1. generasjons prototyp

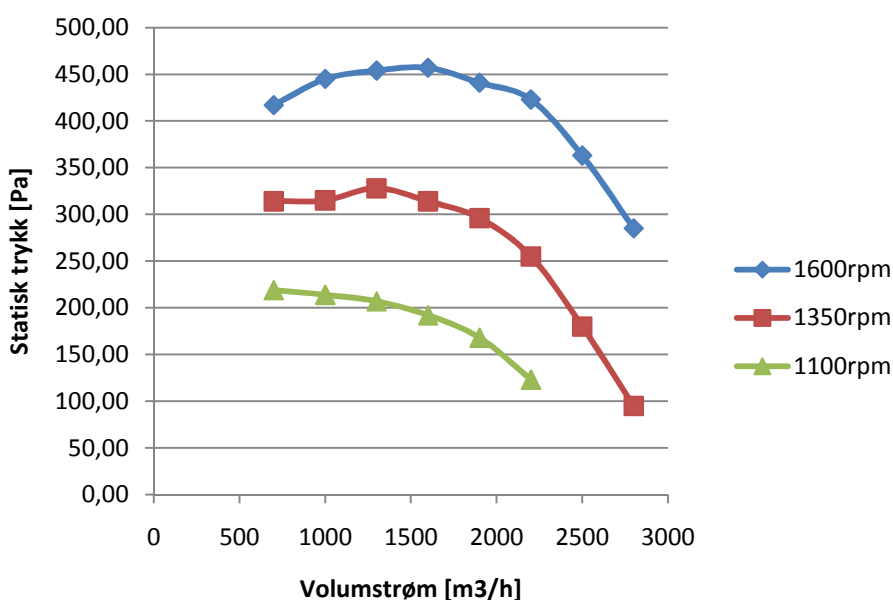
[illegible]

Tabell 3: Validering av grid, 1.generasjon uten diffusor

5.3 Resultater og diskusjon

5.3.1 Simulering av viften

For å få et godt sammenligningsgrunnlag med viften til Fläkt Woods er prototypen simulert på de samme turtallene og volumstrømmene som er brukt i kapittel 4.3. Det er altså testet 6 forskjellige volumstrømmer på hvert av de tre turtallene; 1100rpm, 1350rpm og 1600rpm. En fullstendig tabell med alle registrerte parametre finnes i vedlegg A: Tallmateriale fra Excel. Et plott av det statiske trykket på utløpet for hvert av turtallene blir seende slik ut:



Figur 29: Viftekarakteristikk for 1.generasjons prototyp

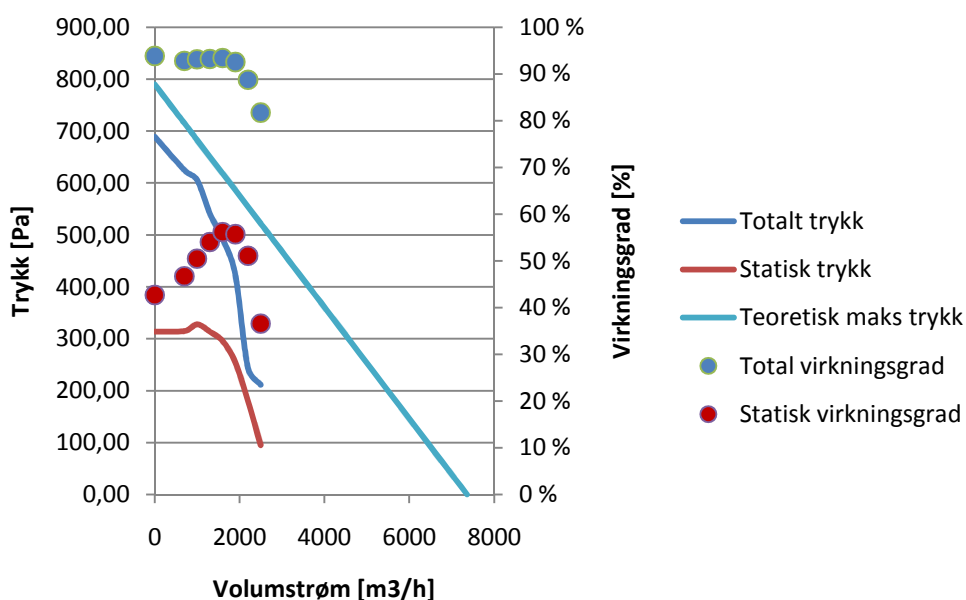
Selv om viftekarakteristikken over ser realistisk ut, med økende trykkoppbygging for høyere turtall og riktig 'form' på kurvene, er det små ujevnheter i kurvene. Dette ses spesielt godt for de høye turtallene. Grunnen til disse små ujevnhetene er numeriske feil i Ansys. Geometrien er avansert, og det er svært vanskelig å lage et perfekt mesh. Likevel anses løsningen som tilnærmet riktig. Det vil vise seg i sammenligningen med resultater fra lab senere i dette kapitlet.

Som det vil sies noe om i kapittel 5.3.4 er ikke den beste viften den som bygger opp høyest mulig trykk og volumstrøm, men den som bygger opp

den *nødvendige* volumstrømmen og trykket, og gjør dette ved å bruke minst mulig energi.

Velger det punktet som ser ut til å være bestpunktet på $\Omega = 1350\text{rpm}$; det er ved volumstrøm på $1900\text{m}^3/\text{h}$. I følge tabellen i vedlegg A, er den statiske virkningsgraden 56 % her, og det bygges opp hhv 401Pa og 493Pa i statisk og totalt trykk.

En oppsummering av prestasjonene for prototypen ved $\Omega = 1350\text{rpm}$ kan ses i Figur 30:

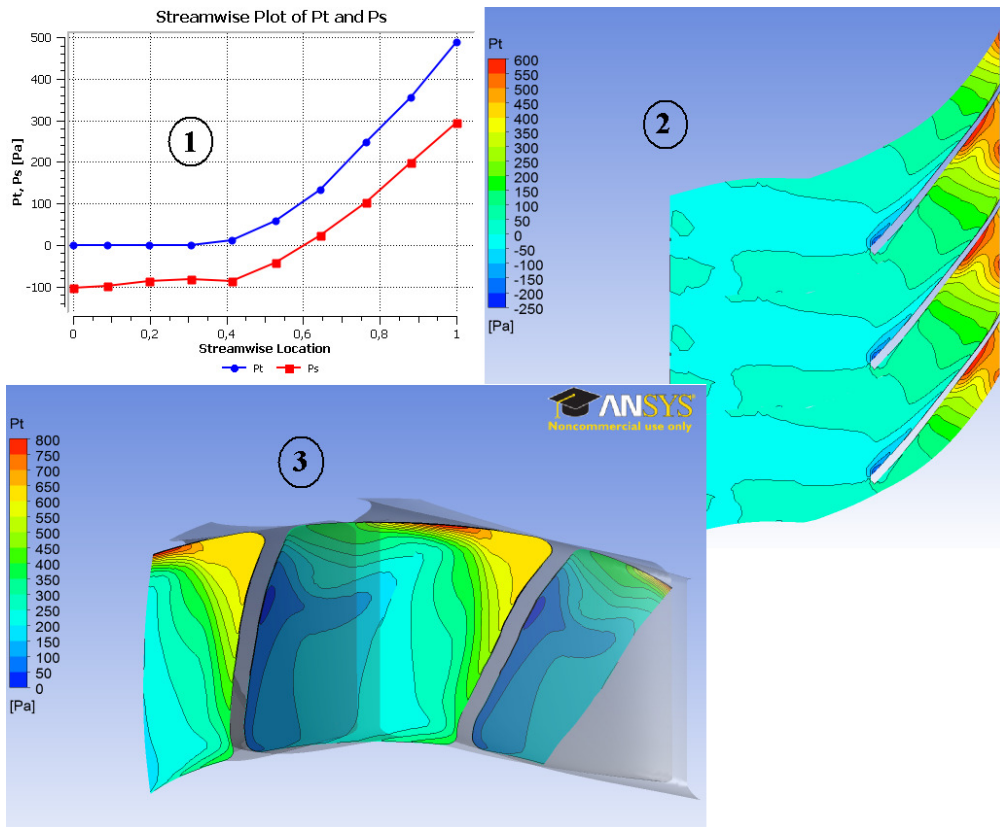


Figur 30: Trykk og virkningsgrad for $\Omega=1350\text{rpm}$, 1. generasjon uten diffusor

Dersom man sammenligner Figur 30 med Figur 15 i kapittel 3.5 ser en at det er et relativt stort tap gjennom viften. Som nevnt i kapittel 3.5 står disse tapene beskrevet i prosjektrapporten fra høsten 2009. Det er altså enda mer å 'gå på' i designet for å bygge et trykk som er nærmere det teoretiske maksimale. Figuren viser også at desto høyere volumstrømmen er, desto høyere er også reaksjonsgraden. Reaksjonsgraden er graden av statisk trykk i forhold til totaltrykk, mer om dette i kapittel 2.4.3 i prosjektrapporten fra høsten 2009.

Figur 31 viser noen plott av trykkoppbyggingen ved $\Omega = 1350\text{rpm}$. Figuren består av 3 bilder:

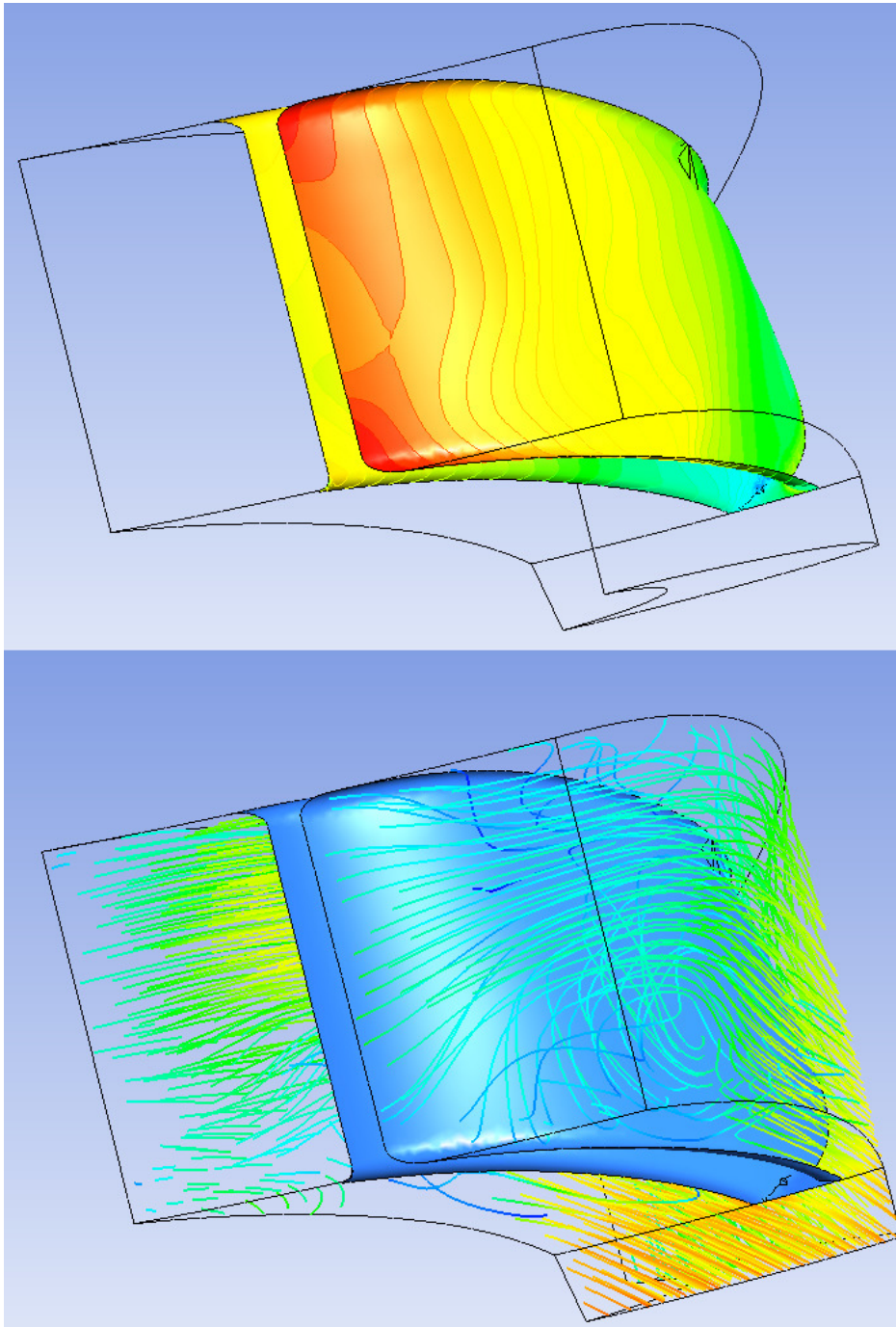
1. Energiomsetning. Som med Figur 20 i kapittel 4 viser denne hvordan statisk og totalt trykk bygges opp gjennom viften. Figuren stemmer godt overens med det man kan forvente, se Figur 14.
2. Trykkoppbygging fra innløp til utløp. En kan se at det er høyere trykk på utløpet, men at trykkkonturene er ujevne. Som i viften til Fläkt Woods oppstår det en trykk- og en sugeside på hver side av bladet, men en kan se at det er ujevn fordeling av trykket på utløpet. Her er det swirl, altså ujevn og krøllete strømning. Det oppstår både fordi designet ikke er ideelt, og fordi denne simuleringen ikke nødvendigvis er kjørt i viftens aller beste punkt (designpunktet). Det vil senere vises hvordan ujevn fordeling av trykket på skovlene presser strømningen i feil retning og fører til swirl.
3. Trykkøntur på utløpet. I figuren kommer det helt tydelig frem hvor ujevn trykkfordelingen er i utløpet av viften. Trykket i utløpet varierer ifølge figuren helt fra nesten 0Pa til nærmere 800Pa. Strømningen vil presses fra områder med høye trykk til områder med lavere trykk, og derfor blir det en veldig ujevn strømning i dette utløpet. Trykkfordelingen over et blad og et plot av strømningslinjer (Figur 32) kan forklare dette enda bedre.



Figur 31: Trykkonturer for 1.generasjon uten diffusor

Figur 32 under viser hvordan trykkfordelingen på bladet påvirker strømmingen. I den øverste delen av figuren er det lagt en trykkontur på hver side av bladet. En kan se at spesielt i utløpet er det ujevnheter i trykkfordelingen. Det er høyere trykk øverst og nederst på bladet, noe som gjør at strømmingen presses mot midten og man får swirl. Rød betyr høyere trykk, og blå og grønn betyr lavere trykk.

I den nederste delen av figuren ser en helt tydelig at det er et rotete strømningsbilde. I og med at det er en jevn strømming man ønsker, er det helt tydelig at dette bildet fører til et resultat som ikke er ideelt. Rød er høy hastighet, mens blå og grønn er lavere hastighet. En ser at hastigheten riktignok har blitt retardert gjennom viften, men det er partier med høyere og lavere hastighet og tilbakestrøm i utløpet, noe som altså svekker resultatet.



Figur 32: Trykkfordeling over blad og strømningslinjer. 1.generasjons prototyp

Av de foregående figurene kan man se at strømningsbildet gjennom prototypen er langt fra ideelt, og det burde kanskje vært gjort noen

simuleringer i Ansys før 1.generasjons prototyp ble produsert. Samtidig ble det tatt mye lærdom av å produsere det første designet som kun var basert på design i Matlab.

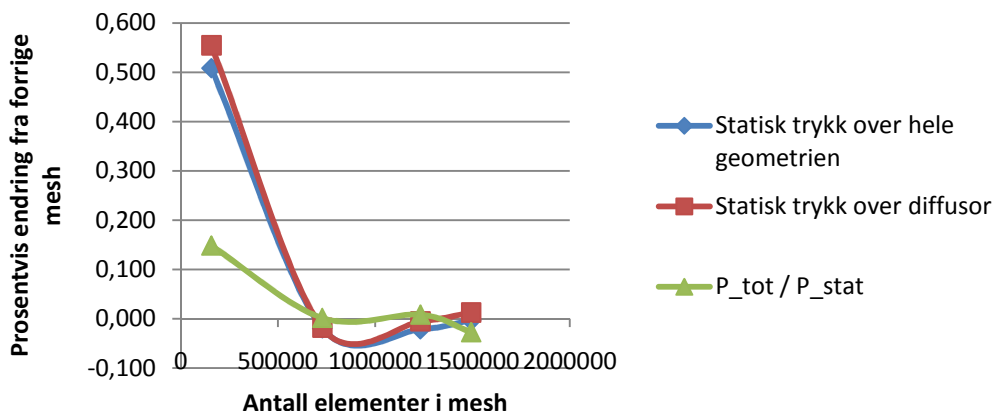
5.3.2 Simulering av viften med diffusor

Som det kan ses av Figur 9 i kapittel 3.3, utgjør viften med diffusor en avansert geometri. Det er ikke enkelt å lage et mesh som er nøyaktig nok og samtidig lite.

Figur 33 under viser hvordan visse parametre varierer med størrelsen på meshet. Den blå linjen viser hvordan det utregnede statiske trykket over hele geometrien endres når meshet blir finere og bedre. Den røde linjen viser endringen i statisk trykk over diffusoren med finere mesh. Den grønne linjen viser hvordan forholdet mellom totalt og statisk trykk endrer seg når meshet endres.

Ideelt sett skal ikke parametrene endres noe når løsningen er griduavhengig. Figuren viser at det er liten variasjon fra et mesh med 1.2 millioner elementer og et med 1.5 millioner elementer. Derfor velges det nest siste meshet til simuleringene. Hver simulering med dette meshet tar ca 3.5 timer på datamaskinen som er brukt.

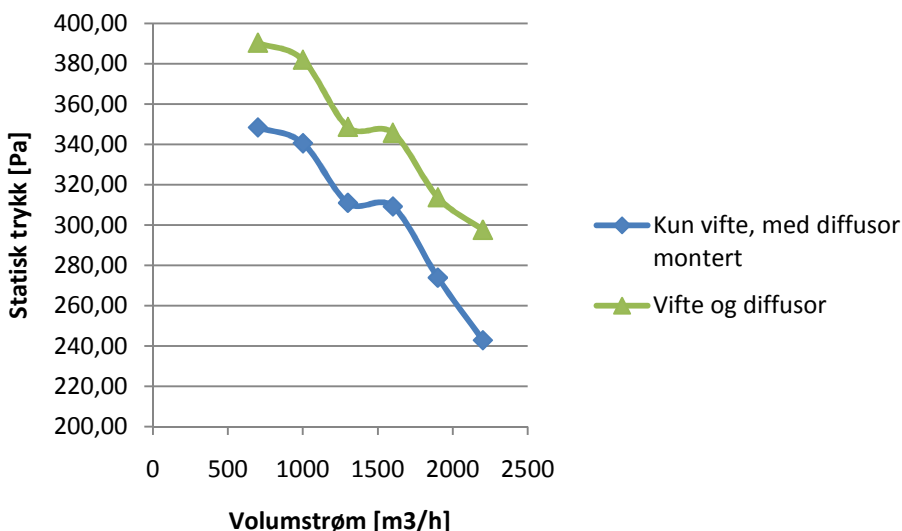
I og med at det allerede er bevist at designet på viften ikke er ideelt, ble ikke den tidkrevende oppgaven med å gjøre en omfattende og grunnleggende simulering gjort. Det ble likevel lagd en oversikt over prestasjonene til viften ved en omdreiningshastighet på 1480rpm.



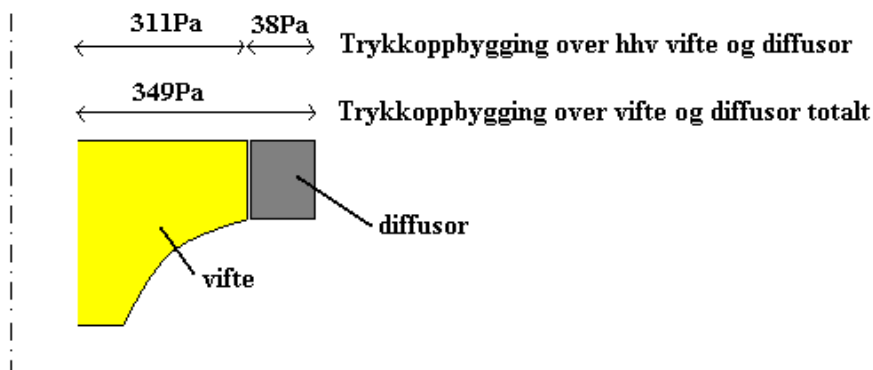
Figur 33: Validering av grid for 1.generasjons prototyp med diffusor

I Figur 34 under ser man en viftekarakteristikk for en omdreiningshastighet på 1480rpm. Den blå linjen viser hvor mye statisk trykk som bygges opp over viften alene, og den grønne linjen viser hvor mye trykk viften og diffusoren bygger opp totalt. Selv om det er noen unøyaktigheter i simuleringene, er tendensen klar: Det blir noe høyere statisk trykk med diffusoren på.

Det kunne kanskje blitt bygget opp enda høyere trykk. Grunnen til dette er at diffusoren vil utgjøre en strømningsmotstand når den monteres utenpå viften. Dette kan for eksempel komme av at det er for mange skovler på diffusoren. Det vil designes en diffusor uten skovler. Denne vil testes både på viften til Fläkt Woods (kapittel 4.3.2), og det nye designet (kapittel 6).



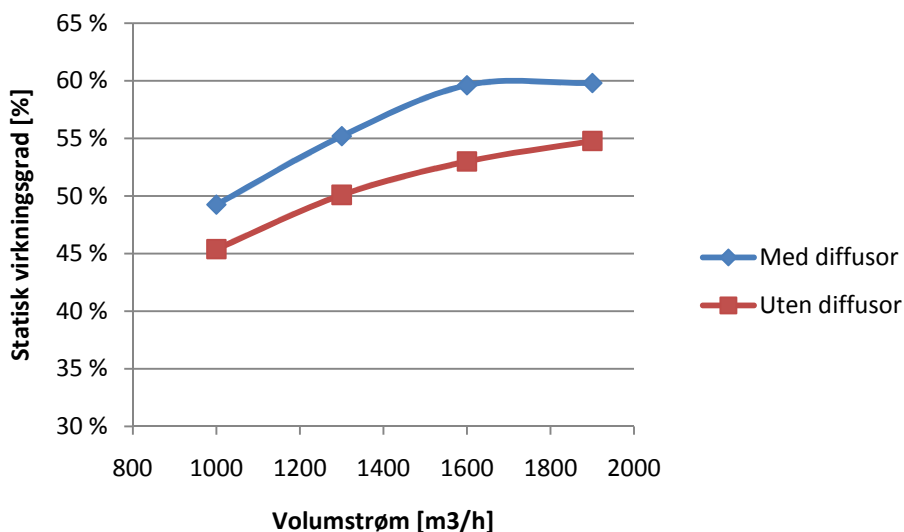
Figur 34: Synliggjøring av trykkoppbygging med og uten diffusor (I)



Figur 35: Synliggjøring av trykkoppbygging med og uten diffusor (II)

Figur 35 synliggjør hvor mye trykk som bygges opp over viften, og hvor mye som bygges opp over diffusoren. Spørsmålet er om det kan designes en diffusor som gjør at det statiske trykket økes nok til å kunne forsvare merkostnaden med diffusoren.

Figur 36 viser virkningsgraden til viften når den simuleres med og uten diffusor.



Figur 36: Virkningsgrad for 1.generasjons prototyp med og uten diffusor

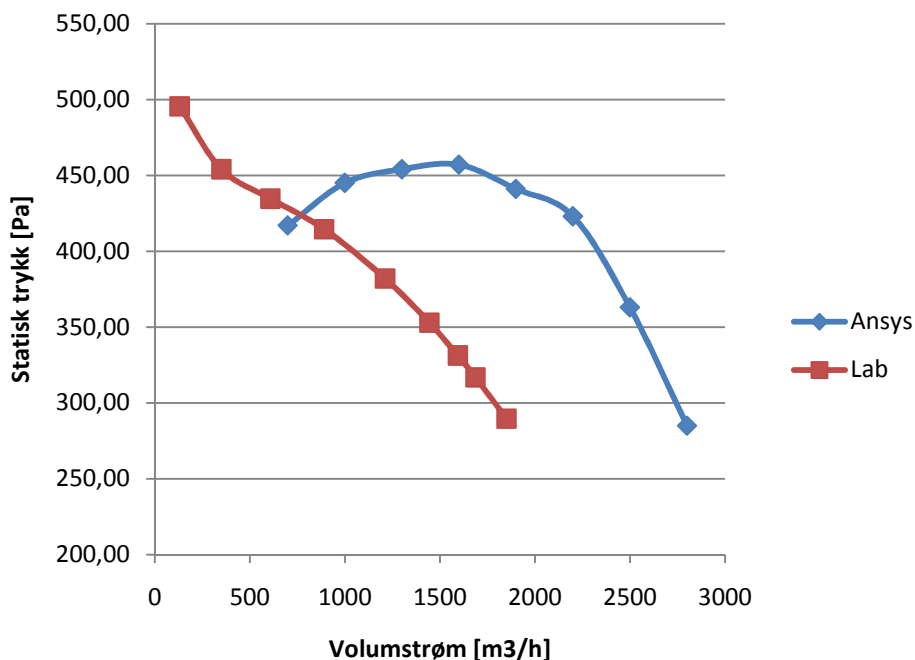
Den blå linjen i Figur 36 er 1.generasjons prototyp med diffusor. De røde linjene er uten diffusor. Det kan ses at virkningsgraden med diffusor er noe høyere enn uten.

5.3.3 Sammenligning med resultater fra lab

Masteroppgaven til Kjell Erik Lien går ut på å teste viften i laboratoriet. Det er gjort tester av viften med og uten diffusor.

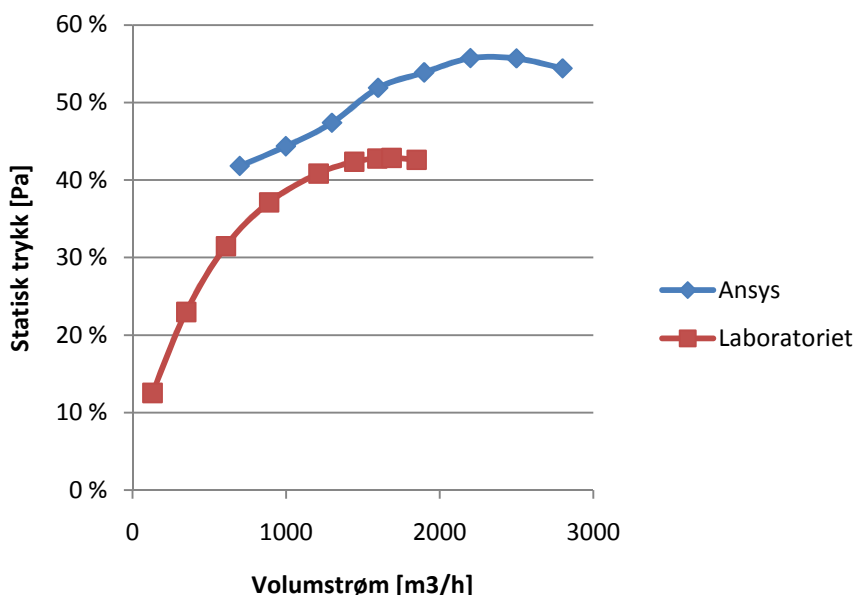
Som nevnt i kapittel 4.3.3, har det ikke vært mulig å sammenligne resultater fra Ansys med resultater fra lab før helt på slutten av semesteret. Dersom det er store avvik mellom Ansys og laboratoriet, er det for sent å gjøre simuleringene på nytt med endrede parametre for å få simuleringene mer realistiske.

Figur 37 viser en sammenligning av trykket viften bygger opp. Omdreiningshastigheten er 1600rpm. Den blå linjen viser resultatene fra simuleringer i Ansys, og den røde linjen viser resultatene fra laboratoriet.



Figur 37: Sammenligning av trykk, 1.generasjons prototyp. Ansys og laboratoriet

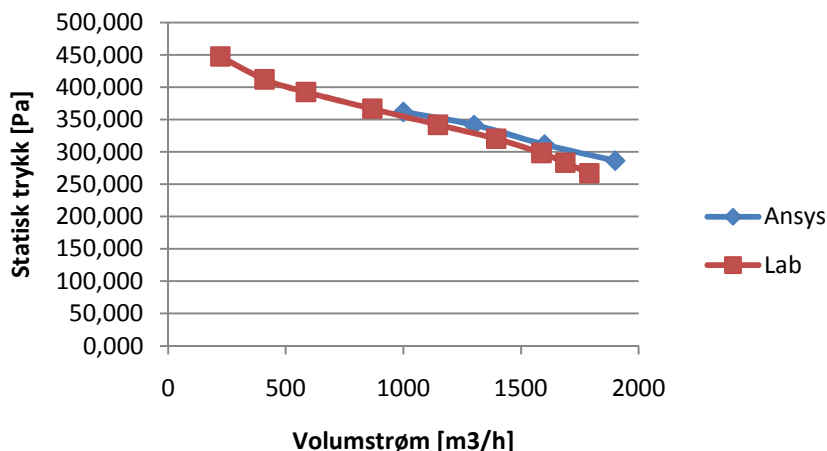
Som figuren viser, er det et stort sprik mellom det som er simulert i Ansys og det som er målt i laboratoriet. Grafen ser lik ut for alle omdreiningshastigheter. Dette betyr at det som blir designet i Ansys ikke vil stemme overens med virkeligheten. Det samme kommer frem når virkningsgraden blir sammenlignet for simuleringer i Ansys og målinger i lab:



Figur 38: Sammenligning av virkningsgrad, 1.genereasjons prototyp. Ansys og laboratoriet

Figur 38 viser at virkningsgraden som er simulert i Ansys ligger høyere enn virkningsgraden som er målt i laboratoriet, samt at bestpunktet forekommer ved en høyere volumstrøm. Det er altså store sprik i resultatene som fremkommer fra Ansys i forhold til de som måles i laboratoriet.

Figur 39 sammenligner en simulering av viften med diffusor med målte resultater i laboratoriet av viften med diffusor. For denne simuleringen i Ansys ble det lagd et helt nytt mesh, og det ble bedre konvergens i simuleringene.



Figur 39: Sammenligning av trykk, 1.generasjons prototyp med diffusor. Ansys og lab

Figuren viser at målingene stemmer godt overens. Dette fører til følgende konklusjon:

Simuleringene i Ansys av viften til Fläkt Woods stemmer overens med både målinger i laboratoriet (Figur 24 og Figur 25) og oppgitte data fra Fläkt Woods (Tabell 2).

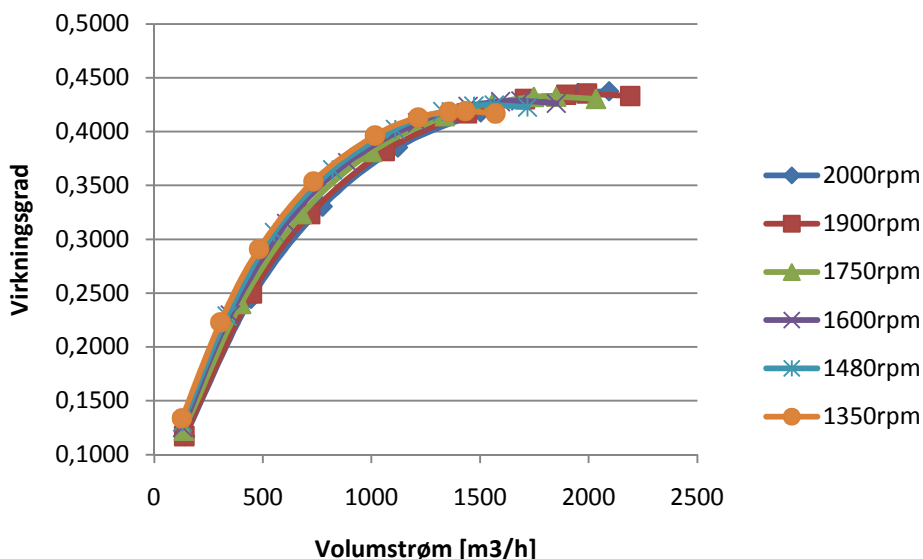
Simuleringene i Ansys av 1.generasjons prototyp med diffusor stemmer godt overens med målinger fra laboratoriet (Figur 39).

Simuleringen i Ansys av 1.generasjons prototyp uten diffusor stemmer dårlig overens med målinger i laboratoriet (Figur 37 og Figur 38).

Dette betyr at simuleringene i Ansys av 1.generasjons prototyp er feil. Det var ikke tid til å lage et nytt mesh for disse simuleringene, siden sammenligningen med laboratoriet ikke ble tatt før helt på slutten av semesteret. Når virkningsgraden til 1.generasjons prototyp sammenlignes med virkningsgraden til Fläkt Woods i laboratoriet, viser det seg at 1.generasjons prototyp har lavere virkningsgrad [19]. Derfor er det ikke avgjørende for prosjektet videre at simuleringen av 1.generasjons prototyp uten diffusor er korrekt. Det er viktigere at simuleringen *med* diffusor stemmer overens med virkeligheten. Denne simuleringen beviser at diffusoren fungerer slik den skal.

Et annet bevis for at simuleringene i Ansys stemmer overens med virkeligheten, er hvordan virkningsgradskurvene varierer med varierende

omdreiningshastighet. Dersom man ser på Figur 42 i kapittel 5.3.4 ser en at virkningsgradskurvene flytter seg relativt vannrett til høyre i diagrammet når omdreiningshastigheten øker. Dette skjer også i laboratoriet, se Figur 40:

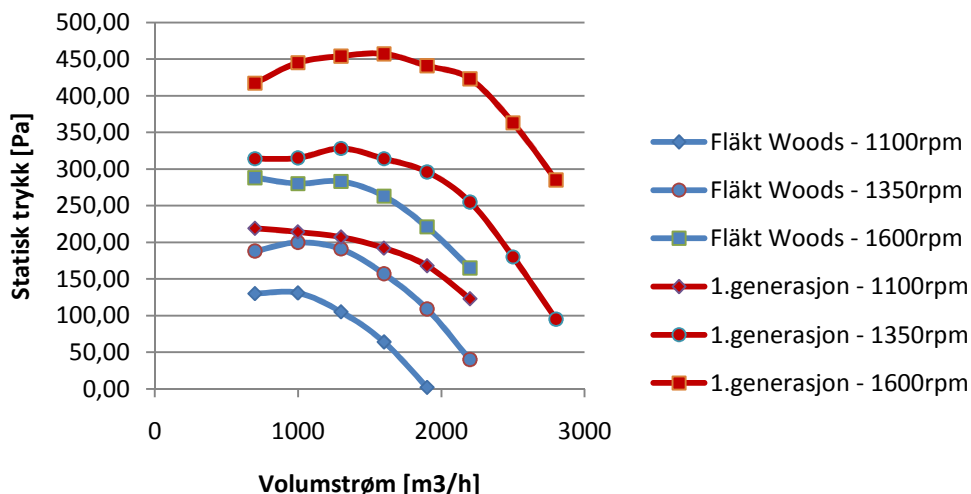


Figur 40: Virkningsgradskurver av 1. generasjon fra laboratoriet

5.3.4 Sammenligning med Fläkt Woods

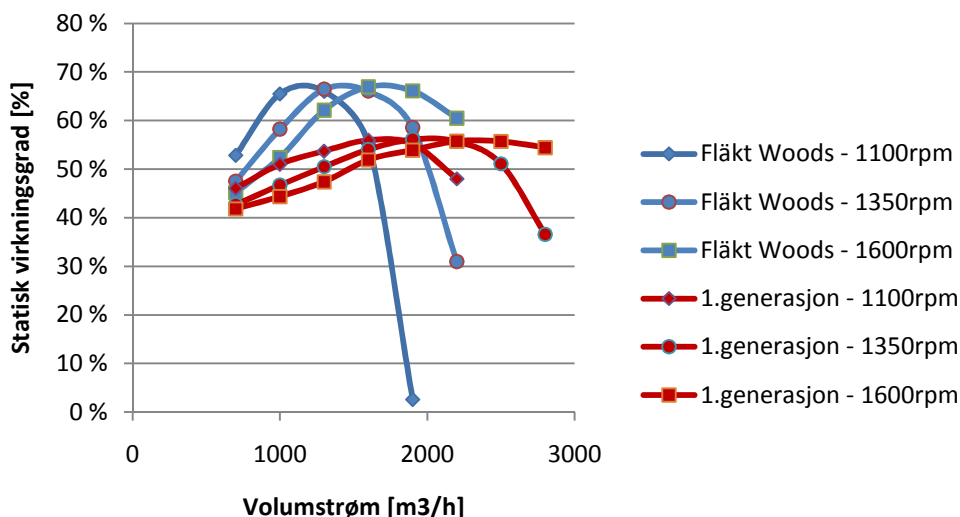
Da 1. generasjons prototyp ble designet i Matlab høsten 2009, ble den designet for å gi høyest mulig trykk. Det har blitt vist at den bygger et høyt trykk, både statisk og totalt, men at virkningsgraden er relativt lav. Dette er på grunn av at det høye trykket som bygges gir høyt dreimoment som igjen gir lav virkningsgrad (11). Selv om det har blitt vist at simuleringene fra Ansys av viften uten diffusor ikke stemmer med virkeligheten, kan resultatene fra laben underbygge påstanden om at viften bygger høyt trykk og har lav virkningsgrad.

Figur 41 viser en sammenligning av viftekarakteristikken for Fläkt Woods og 1. generasjons prototyp. Det kan ses at 1. generasjons prototyp bygger høyere statisk trykk for alle turtall. De røde og blå linjene representerer hhv 1. generasjons prototyp og modellviften til Fläkt Woods.



Figur 41: Sammenligning av statisk trykkoppbygging for Fläkt Woods og 1.generasjon

Figur 42 viser en sammenligning av den statiske virkningsgraden for Fläkt Woods og 1.generasjons prototyp. Det kan ses at Fläkt Woods generelt har høyere statisk virkningsgrad. 1.generasjons prototyp har jevn virkningsgrad rundt 50%.



Figur 42: Sammenligning av statisk virkningsgrad for Fläkt Woods og 1.generasjon

Totalt sett kan man si at viften til Fläkt Woods gjør en bedre jobb fordi den leverer det nødvendige trykket og volumstrømmen med høyest virkningsgrad. Dersom trykket og volumstrømmen som viften til Fläkt Woods leverer er tilstrekkelig i et gitt ventilasjonsanlegg, betyr det at 1.generasjons prototyp taper i virkningsgrad på å bygge mye overflødig trykk.

5.4 Konklusjon

1.generasjons prototyp er grundig testet både i laboratoriet og i Ansys.

Selv om resultatene fra Ansys som nevnt i kapittel 5.3.3 stemte dårlig overens med målingene fra laboratoriet, er konklusjonen entydig: 1.generasjons prototyp bygger opp et mye høyere trykk enn viften til Fläkt Woods, og vil dermed i henhold til (11) få en lavere virkningsgrad.

1.generasjons prototyp har altså ikke vært en suksess: Viften vil bli dyrere å produsere enn dagens 'state of the art', og virkningsgraden er lavere. Likevel har det vært svært lærenyttig å ha produsert prototypen. Det nye designet vil basere seg på å rette opp de feilene som ble gjort i designet av 1. generasjons prototyp.

6 Design av ny vifte

6.1 Innledning

Det skal designes en ny vifte som leverer nødvendig trykk og volumstrøm med høyest mulig statisk virkningsgrad.

Nødvendig trykk og volumstrøm vil hentes fra den oppgitte viftekarakteristikken til Fläkt Woods (Figur 18). Affinitetslovene vil tas i bruk for å finne ut hvor mye trykk og volumstrøm Fläkt Woods leverer ved gitte omdreiningshastigheter. For stort areal på bladene, for mye trykkoppbygging og høy omdreiningshastighet bidrar alle til å senke virkningsgraden. Viften vil på samme måte som 1.generasjons prototyp designes på bakgrunn av designteori for en Francisturbin, men denne gangen skal simuleringer i Ansys benyttes for å få mest mulig jevn og ryddig strømnings gjennom viften. Den nye viften vil sammenlignes med resultater av simuleringer av viften til Fläkt Woods.

I og med at simuleringene i Ansys av viften til Fläkt Woods stemte såpass godt overens med den oppgitte viftekarakteristikken og resultater fra laboratoriet, antas det at simuleringene av den nye viften vil være troverdige og realistiske. Dette blir designgrunnlaget.

I boken 'Fans' av Bruno Eck [11 s. 119] beskrives såkalte 'high efficiency fans'. Dette er radialvifter med høy virkningsgrad. De beste har virkningsgrad rundt 90%. Kjentegnet med disse viftene er stor utløpsbredde, flat hub og enkeltkrummede skovler (skovlene er kun krummet om én akse). De har ingen flyvingetverrsnitt på skovlene. Forholdet $D1/D2$ er høyt, noe som gir en relativt kort skovl. Det er dette

designet Fläkt Woods har basert sin vifte på, men de har gjort noen forenklinger og oppnår dermed maksimalt 73% virkningsgrad [20].

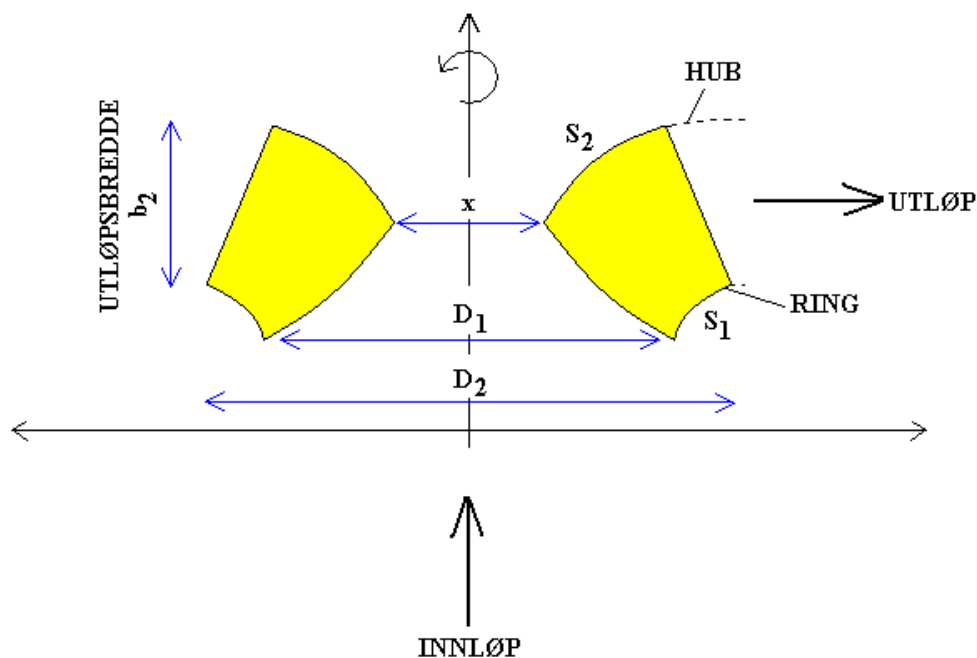
Tanken er å basere det nye viftedesignet på designteori fra Francisturbiner, og ta med elementer fra 'high efficiency fans'. Det skal også tas med noen elementer som har kommet frem i samtale med veileder. Alle disse er oppsummert senere i dette kapittelet. Som Bruno Eck beskriver [11 s. 120] må man prøve å feile for å finne riktig antall skovler og riktige vinkler på innløp og utløp. Denne prøvingen og feilingen skal gjøres med Ansys.

I dette kapittelet vil det først designes en vifte på bakgrunn av diverse elementer som vil nevnes i kapittel 6.2.1. Dette blir basisdesignet. Deretter blir det et parameterstudium, der forskjellige parametre endres på bakgrunn av strømningsbildet i Ansys for å se hvordan det påvirker resultatet.

På bakgrunn av designet vil det av Halvor Haugsvold designes en ny diffusor som skal øke virkningsgraden ytterligere. Det vil gjøres simuleringer med denne mot slutten av dette kapittelet.

6.2 Basisdesign

6.2.1 Designparametre



Figur 43: Nye designparametre

Under følger en liste over parametrene som implementeres i basisdesignet. Refererer til Figur 43.

- Etter samtale med veileder kom det frem at lengden på x bør være omtrent $\frac{1}{4}$ av lengden på D_1 . Dette kommer fra erfaringer med Francisturbiner.
- For å få et lite areal på skovlen og dermed lavt dreimoment og høyere virkningsgrad vil forholdet D_1/D_2 ha høy verdi (<1). Dette fører til at lengden på S_1 blir relativt kort.
- Etter samtale med veileder kom det frem at lengden av S_2 ikke bør overstige det dobbelte av lengden til S_1 . Det er ikke ideelt at strømningslinjen langs hub blir over dobbelt så lang som langs ring. Den eneste måten å sikre dette på, er å lage et utløp på skovlen som ikke er loddrett. For å sikre at strømmingen likevel kommer rett ut av

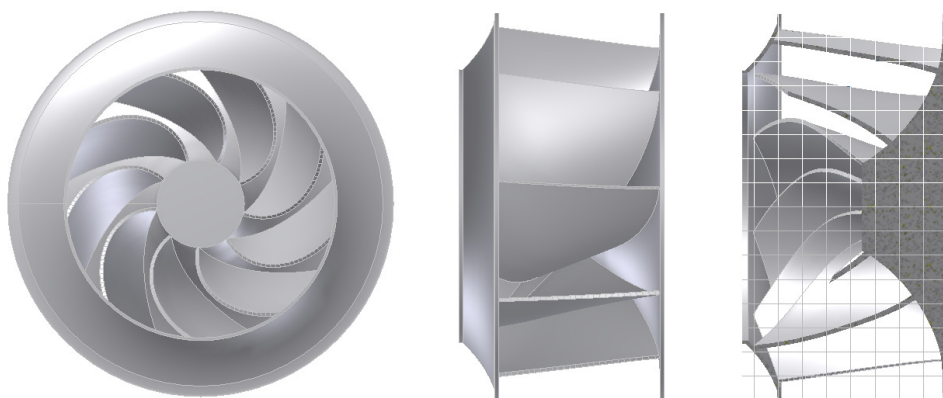
- viften, altså blir vridd 90° i forhold til innløpet, forlenges hub og ring. Se den stiplede linjen.
- I følge Eulers pumpeligning (12) må verdien av c_u på utløpet være høy for å få høy trykkoppbygging. Måten å få høy c_u på, er å ha høy utløpsvinkel β [10 s. lign. 10.10]. Dette gir mye bakoverbøyning på skovlene. I følge Fan Handbook av Frank P. Bleier [23 s. kap 7] bør man øke antall skovler når man har høy D_1/D_2 og mye bakoverbøyning. Derfor settes skovlantallet på basisdesignet til 9 skovler. På 1.generasjons prototyp var skovlantallet 7.
- Jevn fordeling av produktet Uc_u på utløpet. Det vil si at når det ikke er loddrett utløp på skovlen vil U variere siden den er avhengig av radius (13). Lavere U noen steder på utløpet vil gi høyere c_u her, og dermed høyere utløpsvinkel β [10 s. lign. 10.10]. Nå vil altså β variere over skovlen på utløpet, i motsetning til 1.generasjons prototyp der den var konstant.
- Utløpsdiameteren D_2 vil senkes noe. Dette gjør at det bygges opp mindre trykk, fordi U på utløpet vil senkes. Det som derimot er fordelene med lavere D_2 er at det blir større plass til en diffusor, som kan gjøre om dynamisk trykk til statisk.
- Bredden på utløpet økes til 0.126 meter, fra 0.11 meter på 1.generasjons prototyp. Dette er for å få høyere volumstrøm. Dette vil etterprøves i parameterstudiet.
- Innløpsbredden D_1 beholdes til 0.222 meter for at viften skal kunne ettermonteres direkte i et eksisterende luftbehandlingsaggregat.
- Ellers gjelder alle designkriterier for vifter som ble nevnt i prosjektrapporten fra høsten 2009.

Alle disse parametrene tas hensyn til når skovlen designes i Matlab. I designet brukes scriptet som ble lagd i Matlab under prosjektoppgaven høsten 2009 som grunnlag, men det er gjort en del forandringer. Scriptet ligger vedlagt Vedlegg B.

For hver simulering som gjøres i resten av masteroppgaven, vil det først gjøres en evaluering av meshet for gjøre løsningen griduavhengig. Dette gjøres på samme måte som forklart i kapittel 3.4.1. Dokumentasjon på at meshet er godt nok vil ikke legges ved for hver av de mange simuleringene.

6.2.2 Basisdesignet

Figur 44 viser basisdesignet fra tre forskjellige vinkler; Sett rett inn på innløpet, sett fra siden, og et snitt for å illustrere luftens løp gjennom viften.



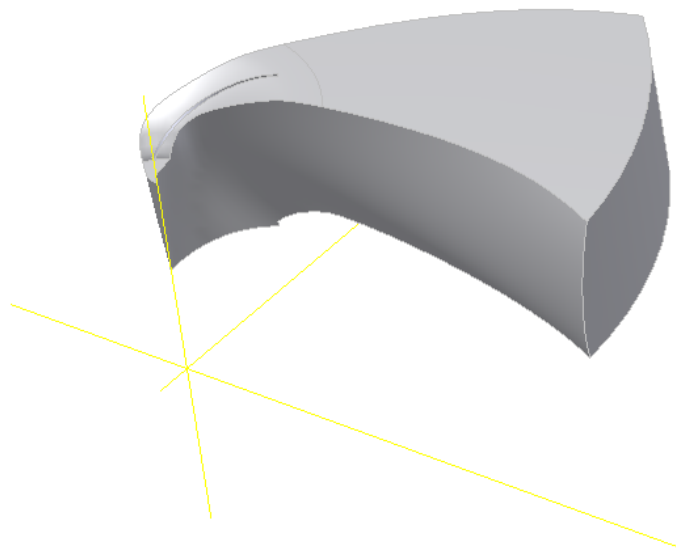
Figur 44: Basisdesignet

Til venstre i Figur 44 ser man at ringen i basisdesignet, eller S_1 fra Figur 43, er kortere enn tilsvarende ring på 1.generasjons prototyp (Figur 7). I midten av Figur 44 kan man se at det ikke er loddrett utløp, altså at strømningslinjen nærmest huben er gjort kortere den nærmest ringen. Til høyre i figuren kan man se banen til luften. Man kan se at huben og ringen vil geleide luften fra innløp til utløp i større grad enn på viften til Fläkt Woods, hvor luften 'kolliderer' i huben, se Figur 21.

Når viften simuleres i Ansys, vil det av og til bli tilbakestrømning (backflow) i utløpet. Dette kommer av at det blir en swirl i utløpet ved visse volumstrømmer. Måten Ansys tar hånd om dette problemet på er å plassere en usynlig vegg i den delen av utløpet der det er tilbakestrømning. Dette fører til en ukorrekt endring av resultatet. Når basisdesignet kjøres ved visse volumstrømmer vil Ansys plassere en vegg som dekker ca 10 % av utløpsarealet.

For å unngå disse numeriske feilene vil viften simuleres med et ekstra stykke luft etter utløpet. Trykkoppbyggingen vil kun måles fra innløp til utløp av selve viften. I viften til Fläkt Woods er det ingen tilbakestrømning, og derfor trengs det ikke å lages nye simuleringer av denne viften med ekstra luft til å sammenligne med.

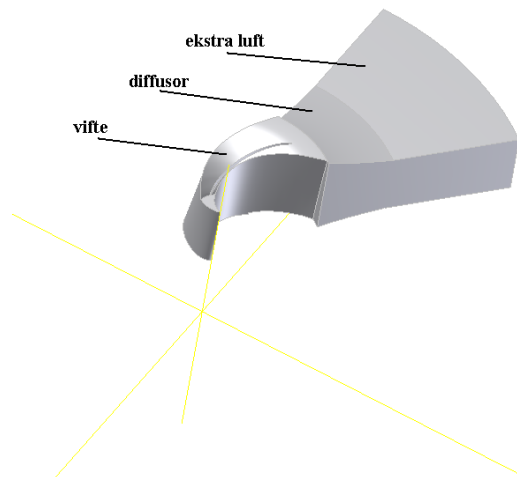
Figur 45 viser et kakestykke av designviften med ekstra luft etter utløpet.



Figur 45: Kakestykke av designviften med ekstra luft etter utløpet

Som nevnt er utløpsdiameteren på viften gjort noe mindre enn på 1.generasjons prototyp. Dette er for å få plass til en sirkulær diffusor som skal omgjøre noe av det dynamiske trykket til statisk trykk, og dermed øke virkningsgraden. Diffusoren designes av Halvor Haugsvold, og mer om diffusorens virkemåte kan finnes i masteroppgaven til Halvor Haugsvold fra våren 2010.

Viften med diffusor montert vil simuleres i CFX i denne masteroppgaven. Det er en svært tidkrevende oppgave, og derfor vil diffusoren kun simuleres sammen med basisdesignet og det endelige designet. Det kan trygt antas diffusoren vil ha omtrent samme effekt selv om det blir gjort små forandringer i parametrene på basisdesignet. Figur 46 viser et kakestykke av viften med et kakestykke av diffusoren montert. Som det kan ses av figuren, er det i likhet med Figur 45 lagt til ekstra luft etter diffusoren for å hindre tilbakestrømning.

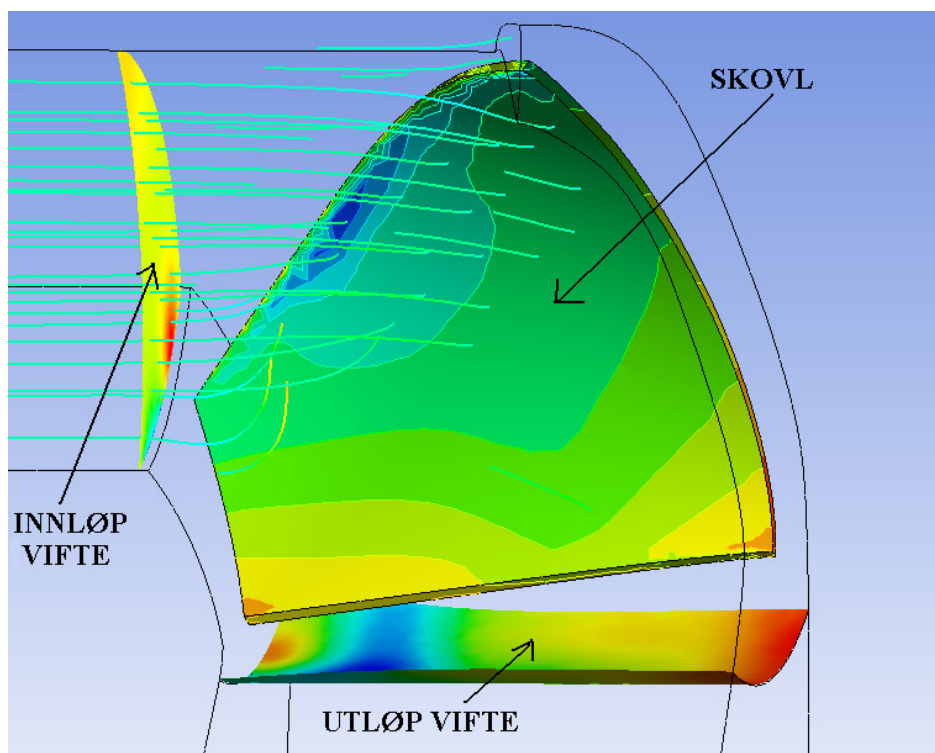


Figur 46: Kakestykke av basisdesign med diffusor montert

6.2.3 Resultater og diskusjon

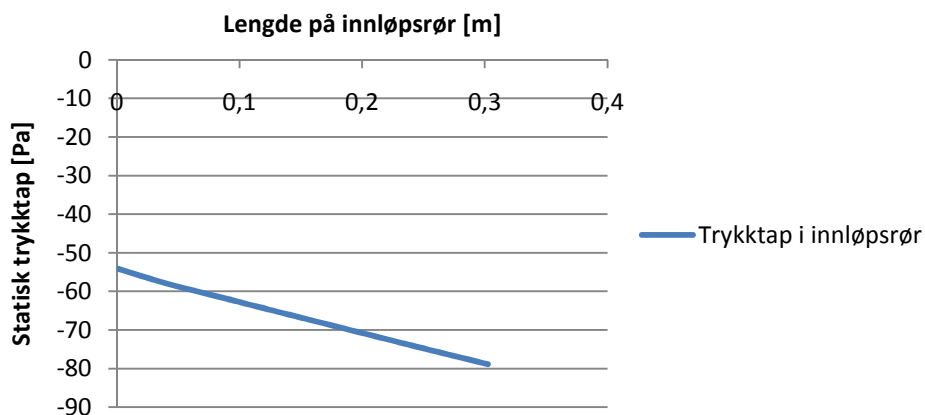
For å få et mer realistisk design ble det først forsøkt kjøring med et ekstra innløpsrør i forkant av viften. Dette var primært for å få et enda mer realistisk bilde av strømmingen i innløpet. For å få et riktig sammenligningsgrunnlag ble det også gjort kjøring med viften til Fläkt Woods med innløpsrør.

Konklusjonen på dette var at ingenting skjedde med strømmingen før ved innløpet til viften, se Figur 47. Da det ble lagt strømningslinjer i det absolutte referanseplanet, altså slik det vil se ut når man står på utsiden av røret, begynner ikke strømmingen å rotere før akkurat i innløpet på viften.



Figur 47: Strømningsbilde fra innløpsrør til innløpet til viften

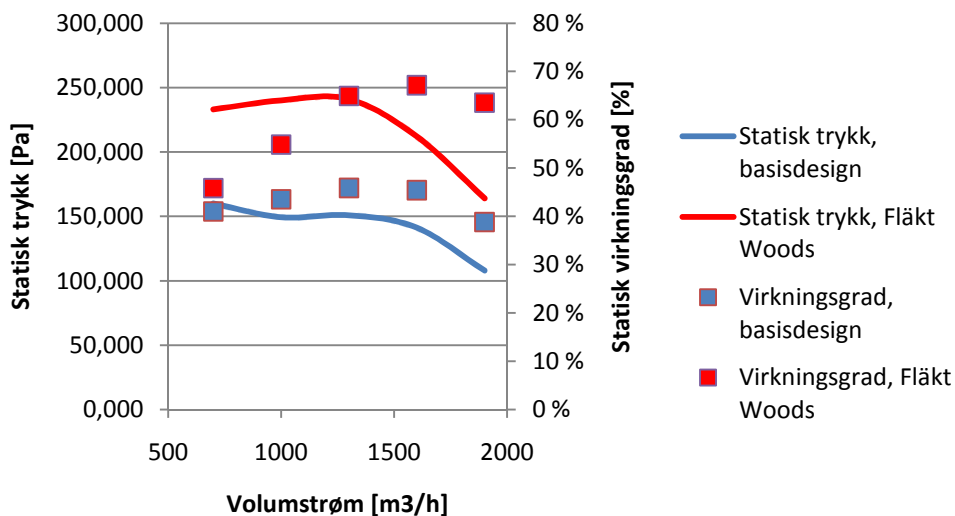
Det eneste man oppnår med å legge et innløpsrør før innløpet til viften er at man får et trykktap gjennom røret, som slår negativt ut på virkningsgraden. Figur 48 viser et plott av det statiske trykktapet gjennom et innløpsrør på 0.3 meter. Det kan ses at det statiske trykket er ca -55Pa på innløpet av innløpsrøret. Det kommer av at det er hastighetsenergi her, siden innløpstilstanden er satt til en gitt volumstrøm og dermed har en viss hastighet. Dette er også illustrert i Figur 14.



Figur 48: Statisk trykktap gjennom et innløpsrør på 0.3 meter

På bakgrunn av disse vurderingene ble det ekstra innløpsrøret droppet, og det tas kun hensyn til hva som skjer gjennom selve viften.

Figur 49 viser en viftekarakteristikk for basisdesignet. Viften er her kjørt med en omdreiningshastighet på 1480rpm. De blå linjene er basisdesignet, og de røde linjene er modellviften fra Fläkt Woods.

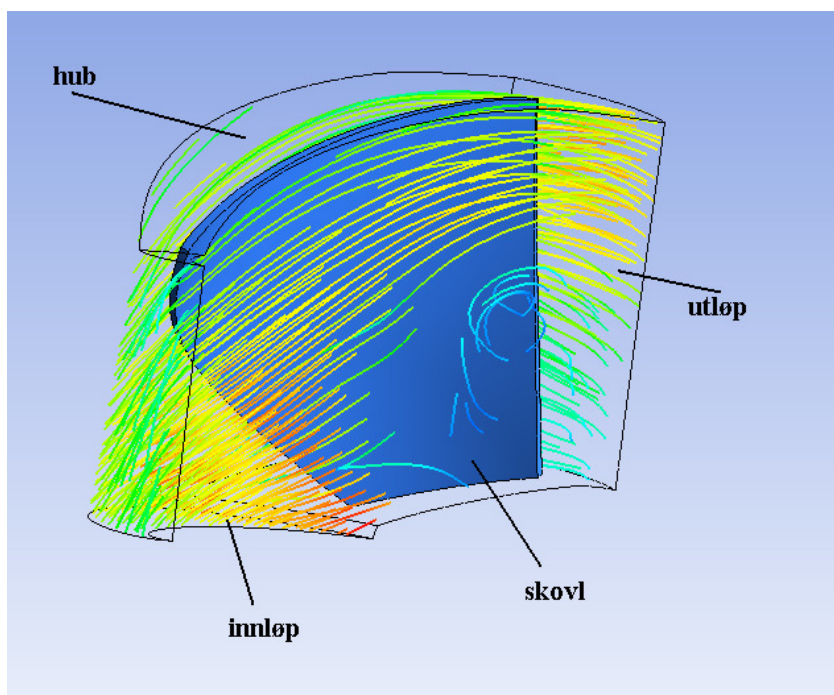


Figur 49: Viftekarakteristikk for basisdesignet på 1480rpm

Som det kan ses av Figur 49 er både det oppbygde trykket og virkningsgraden lavere for basisdesignet enn for viften til Fläkt Woods. Dette er som forventet av 2 grunner:

- Basisdesignet er lagd med en mindre ytre diameter for å få plass til en diffusor som vil øke virkningsgraden
- Basisdesignet er et førsteutkast til et design som skal forbedres gjennom et parameterstudie

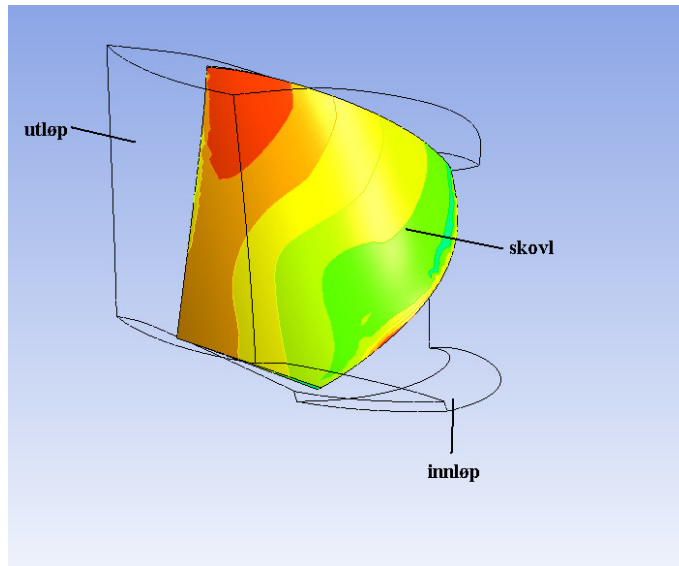
Figur 50 viser hvordan strømningslinjene gjennom viften vil se ut.



Figur 50: Strømningslinjer gjennom basisdesignet

Som det kan ses av Figur 50 vil mye av strømmingen legge seg i det øvre sjiktet av viften, altså langs huben. Dette fører til en ujevn trykkfordeling og en dårligere prestasjon. Det kan være flere grunner til dette, og de skal utforskes i parameterstudiet, kapittel 6.3. En av grunnene kan være at ellipsen som legger grunnlaget for aksialplanet til viften burde vært ført lengre ned [6 s. kap. 3.2]. Dette utdypes i kapittel 6.3.4.

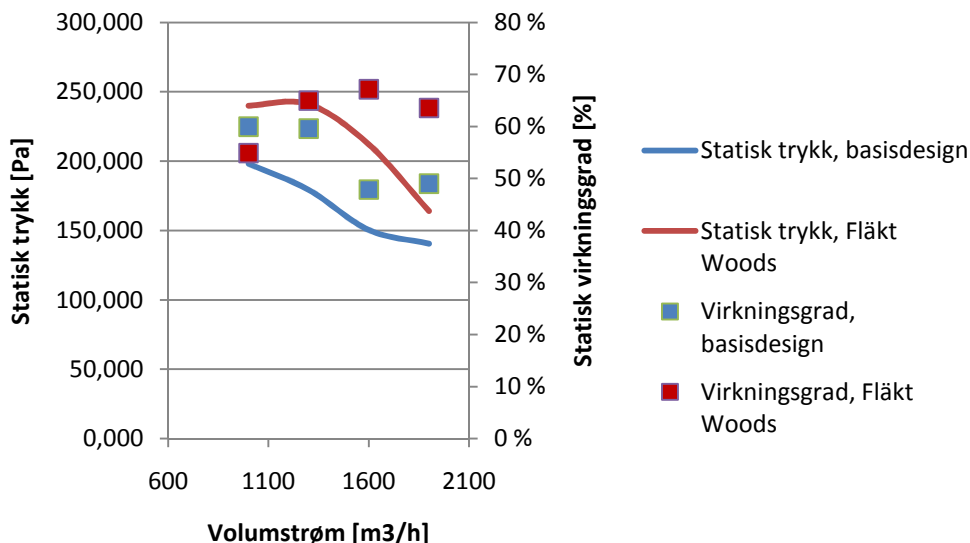
En annen grunn til at strømningslinjene presses mot huben kan være at det er ujevn trykkfordeling på skovlene. Dette illustreres i Figur 51:



Figur 51: Trykkfordeling på skovl for basisdesignet

Som det kan ses av figuren over er det en svært ujevn trykkfordeling over skovlen. Rød betyr høyt trykk, grønt og blått er lavere trykk. Vanligvis vil strømmingen presses bort fra områder med høyt trykk. Dersom det er svært ujevn trykkfordeling over skovlen kan dette føre til en generelt rotete strømming og dårligere prestasjon av viften. Dette skal forsøkes å forbedres under parameterstudiet i kapittel 6.3.

Figur 52 viser en viftekarakteristikk av basisdesignet med diffusor (blå). Figuren viser også en sammenligning med viften til Fläkt Woods (rød). Omdreiningshastigheten er 1480rpm.



Figur 52: Viftekarakteristikk av basisdesign med diffusor

Av viftekarakteristikken kan man se at basisdesignet presterer litt dårligere enn Fläkt Woods. Det bygger jevnt over ca 30-40Pa mindre statisk trykk enn viften til Fläkt Woods, og virkningsgraden ligger jevnt over noe under. Det er likevel ikke veldig stor forskjell, og i kapittel 6.3 er som nevnt målet å se på hvilke parametre som må endres for å prestere bedre enn Fläkt Woods.

En svært viktig observasjon i resultatene fra basisdesignet med diffusor, er at diffusoren fungerer som den skal. Dersom man regner ut et snitt for alle målingene som er tatt med og uten diffusor får man følgende økning:

- Statisk trykk: +30Pa
- Statisk virkningsgrad: +11%

Dette viser at diffusoren er en viktig del av designet.

6.3 Parameterstudium

6.3.1 Innledning

Når man designer en vifte etter alle kunstens regler i Matlab, er det fremdeles visse potensielle forbedringer man ikke ser før den er simulert i

Ansys. Den siste fasen i designet går på å forandre diverse parametre og se hva de gjør med resultatet. Dette er i følge veileder en tidkrevende og viktig del av designprosessen.

I dette kapitlet vil det designes mange nye vifter med bakgrunn i basisdesignet. Hver gang vil nye parametre forandres, og endringene i resultatet skal studeres. De forskjellige parametrene som skal forandres er:

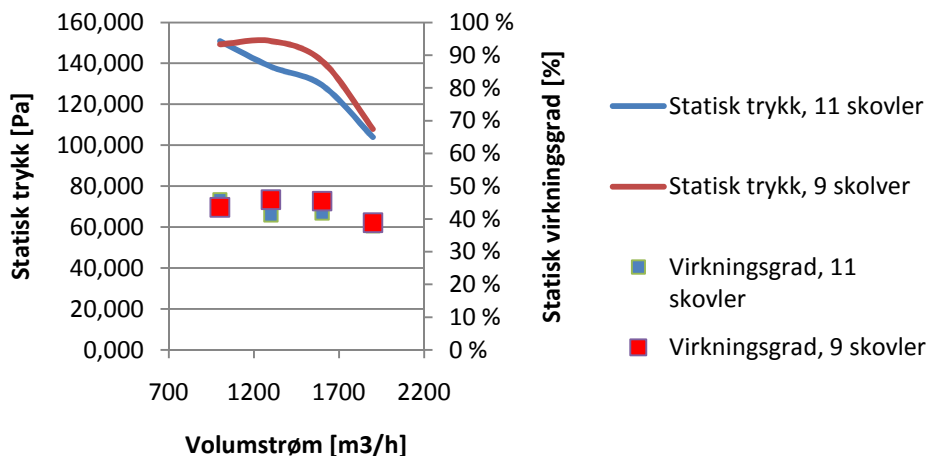
- Flere skovler
- Lavere skovlareal
- Lengre ellipse, skjev vinkel på trailing edge
- Lavere utløpsbredde
- Kurvet vinkel på trailing edge
- Motsatt kurvet vinkel på trailing edge
- Spydspissformet hub
- Mindre krumning på skovl

På grunn av tidsmangel er det ikke mulig å kjøre simuleringer med diffusor for alle de nye designene. Derfor vil resultatene sammenlignes med basisdesignet uten diffusor. Det vil til slutt kjøres simuleringer av det beste designet med diffusor.

6.3.2 Flere skovler

Den første parameteren som skal testes er skovlantallet. Dersom man øker antallet skovler, vil det totale friksjonstapet øke fordi det totale arealet blir større. Derimot dersom man senker skovlantallet og får for få skovler vil det kanskje føre til en rotete strømnings.

Skovlantallet på basisdesignet ble økt fra 9 til 11 skovler. Så ble det kjørt en test med en omdreiningshastighet på 1480rpm for å få et direkte sammenligningsgrunnlag med basisdesignet. Figur 53 viser en viftekarakteristikk for 9 og 11 skovler, hhv rød og blå.

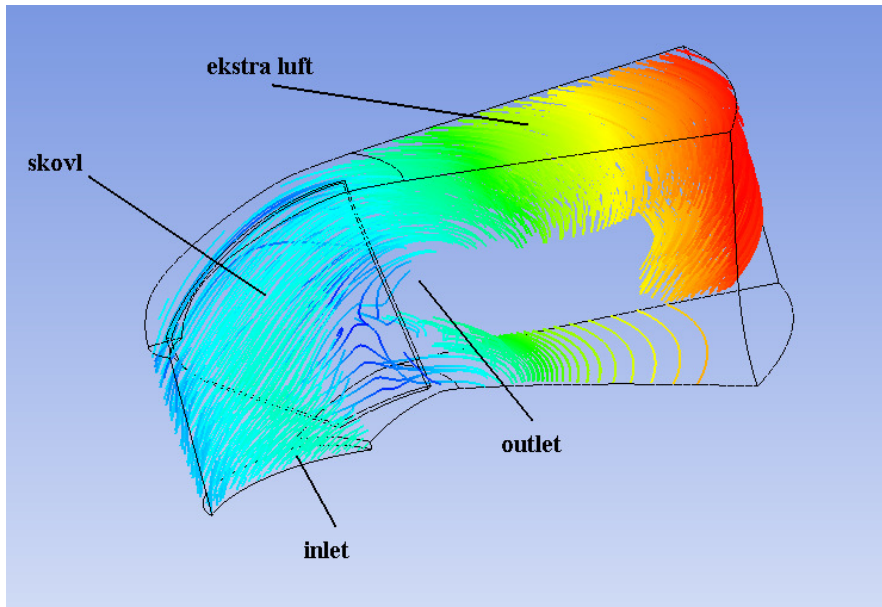


Figur 53: Viftekarakteristikk for 9 og 11 skovler

Fra viftekarakteristikken er det helt tydelig at det er bedre med 9 skovler enn 11. Med 9 skovler bygges det opp høyere trykk, og virkningsgraden blir jevnt over høyere.

Konklusjonen er at det ikke hjelper å ha flere skovler på dette designet. Senere i rapporten (kapittel 6.3.4) vil det gjøres simuleringer med kun 7 skovler, som i viften til Fläkt Woods og 1.generasjons prototyp.

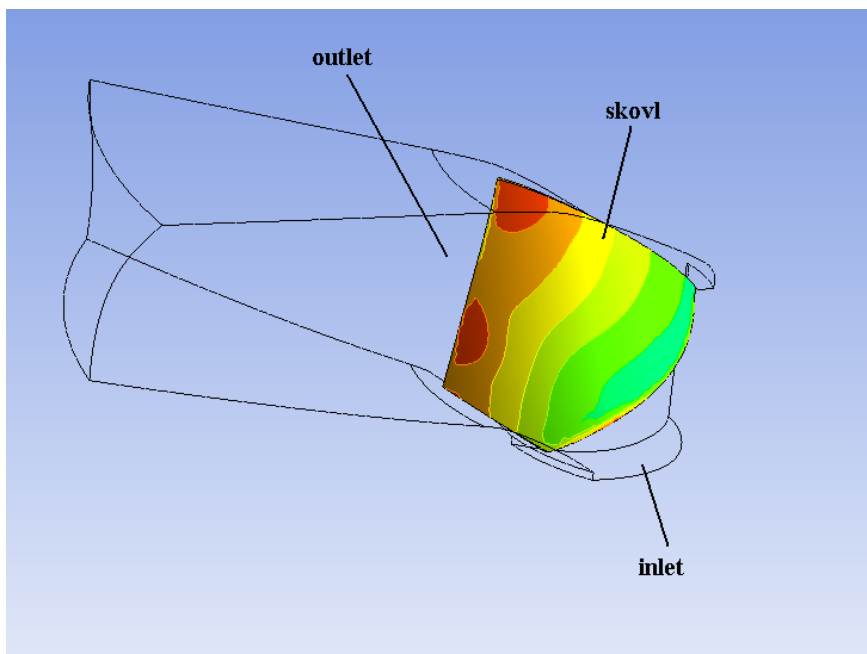
Figur 54 viser strømningslinjer gjennom basisdesignet med 11 skovler. Det er lagt til ekstra luft etter utløpet for å hindre tilbakestrømning:



Figur 54: Strømningslinjer gjennom basisdesign med flere skovler

Som Figur 54 viser, er det et problem at mye av strømmingen treffer i øvre del av viften, altså langs huben. Det samme var et problem da det kun var 9 skovler, se Figur 50. I kapittel 6.3.4 gjøres det et forsøk på å få mer jevnt fordelt strømming over utløpsarealet ved å legge en vinkel på trailing edge.

Figur 55 viser trykkfordelingen over en skovl. Dersom man sammenligner med Figur 51, har det blitt litt jevnere trykkfordeling over skovlen. Det er likevel høyere trykk noen steder (de røde feltene), og dette fører til en ujevn fordeling av trykkoppbyggingen over skovlen, og dermed et dårligere resultat.



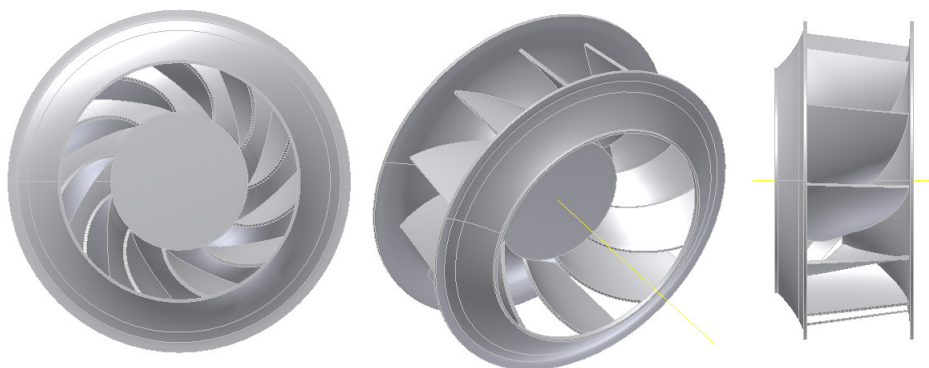
Figur 55: Trykkfordeling over skovl for basisdesign med flere skovler

Det konkluderes med at flere skovler på dette designet fører til et høyere friksjonstap, og dermed lavere trykkoppbygging og virkningsgrad. Ingen store endringer i strømningsbildet.

6.3.3 Lavere skovlareal

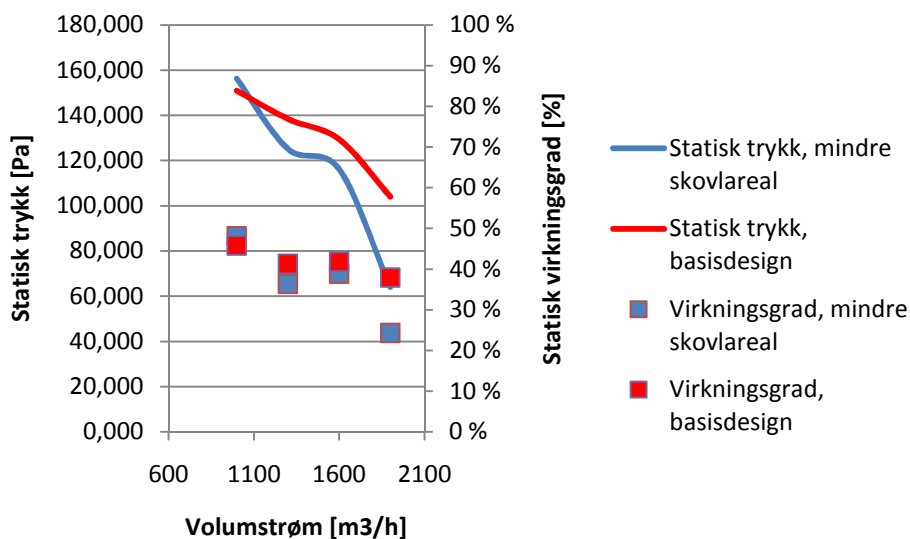
For å redusere friksjonstapet ble skovlarealet redusert. Dette ble gjort med å senke utløpsbredden, og gjøre hele skovlen litt kortere. Det ble først kjørt simuleringer med kun 6 skovler, men det gav såpass dårlig resultat at de ikke er tatt med i rapporten. Deretter ble det kjørt simuleringer av den samme viften med 11 skovler.

Figur 56 viser hvordan viften ser ut med lavere skovlareal og 11 skovler. At skovlene har blitt mindre kommer best frem av bildet i midten, der man kan se gjennom hele viften. Sammenligner man bildet til venstre med Figur 44 ser man helt tydelig at skovlarealet har blitt lavere. Bildet til høyre viser at viften i likhet med basisdesignet ikke har loddrett utløp. Dette er som nevnt tidligere i rapporten for å korte ned på strømningslinjen langs huben.



Figur 56: Vifte med lavere skovlareal og 11 skovler

Figur 57 viser en viftekarakteristikk av en simulering med en omdreinings hastighet på 1480rpm. For å få et greit sammenligningsgrunnlag med tanke på antall skovler, er viften sammenlignet med basisdesignet med 11 skovler. De blå linjene er viften med lavere skovlareal, de røde linjene er basisdesignet med 11 skovler.



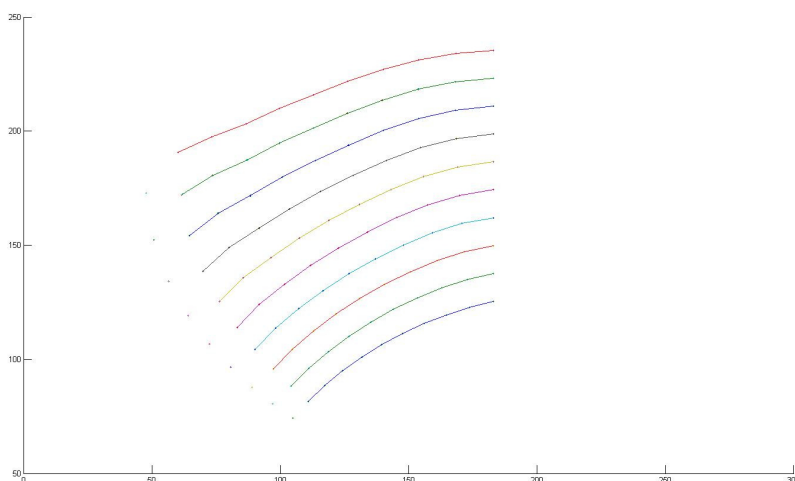
Figur 57: Viftekarakteristikk for vifte med lavere skovlareal

Det kommer helt tydelig frem av viftekarakteristikken at basisdesignet er bedre enn designet med mindre skovlareal. Basisdesignet bygger opp et høyere trykk og har jevnt over høyere virkningsgrad.

I og med at skovlene er lengre på basisdesignet fører dette til at luften blir geleidet mye bedre fra innløp til utløp av viften. Det konkluderes derfor med at det heller bør være lengre skovler, og det blir ikke kjørt grundigere simuleringer av viften med lavere skovlareal.

6.3.4 Lengre ellipse, skjev vinkel på trailing edge

Som det står mer om i prosjektoppgaven fra høsten 2009 [6 s. kap. 3.2], blir aksialplanet av viften designet på følgende vis: etter man har bestemt utløpsbredde og diameter på innløp og utløp, tegner man opp en ellipse. Denne danner grunnlaget for formen til skovlen langs ringen. Deretter deles aksialplanet inn i n like strømningslinjer, og man antar lik volumstrøm mellom hver linje. Siden volumstrøm er avhengig av radius (15), vil formen på aksialplanet gis automatisk ut fra ellipsen. Figur 58 viser et bilde av viften i aksialplanet. Den blå linjen nærmest x-aksen er ellipseformet.

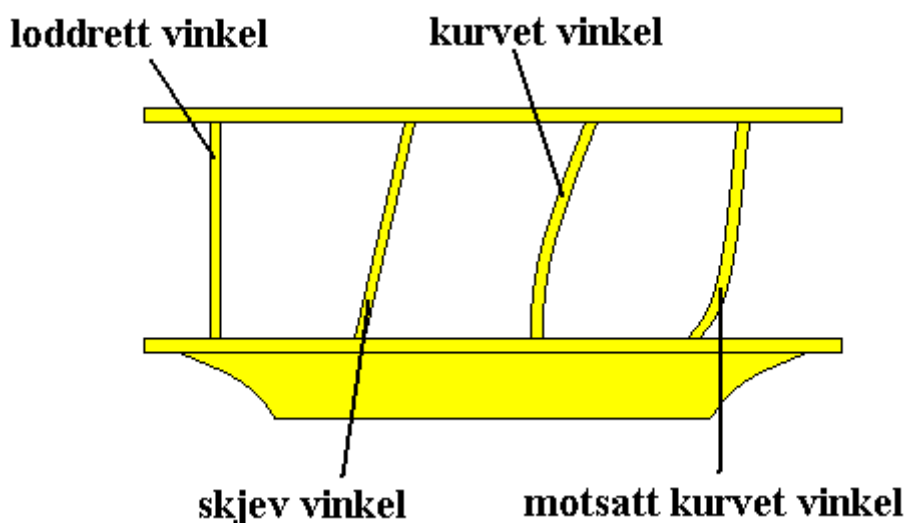


Figur 58: Viften i aksialplanet

Man kan altså styre lengden og formen på skovlen etter hvor lang og bratt man lager ellipsen. Måten dette gjøres på kan leses i det vedlagte Matlabscriptet.

Figur 59 viser en prinsippskisse av utløpet på viften. Det er tegnet inn en loddrett vinkel på trailing edge, en skjev vinkel, en kurvet vinkel og en motsatt kurvet vinkel.

Hypotesen er at den loddrette vinkelen fører til at mye av strømmingen legger seg langs huben av viften. Med å legge en skjev eller kurvet vinkel på trailing edge vil man kunne tvinge strømmingen mot ringen, og dermed få en mer jevn strømming. De tre forskjellige vinklene til høyre i Figur 59 testes i hhv kapittel 6.3.4, kapittel 6.3.5 og kapittel 6.3.6.

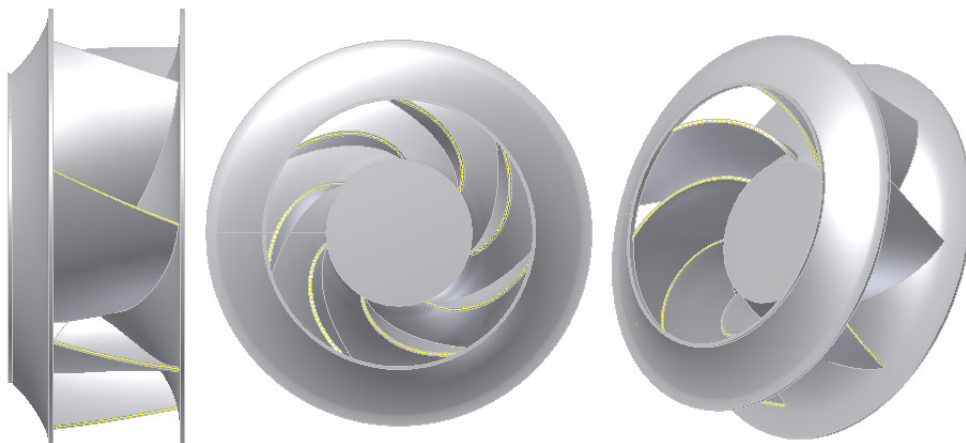


Figur 59: Ulike vinkler på utløpet av viften

Viften ble først designet med en lavere utløpsbredde. Deretter ble den testet med samme utløpsbredde som på basisdesignet. Det var minimal forskjell i resultatet. Siden virkningen av diffusoren er bedre med litt høyere utløpsbredde [21], ble samme utløpsbredde som på basisdesignet brukt videre.

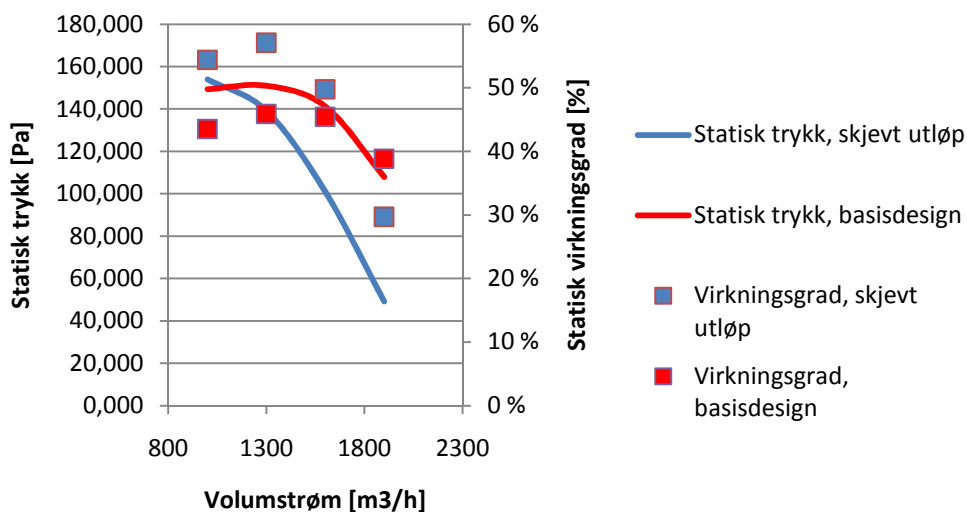
Siden det i kapittel 6.3.2 ble vist at flere skovler gav dårligere virkningsgrad, blir denne viften designet med 7 skovler.

Figur 60 viser hvordan viften ser ut med en skjev vinkel på utløpet på 15° .



Figur 60: Vifte med skjev vinkel på utløpet

Figur 61 viser en viftekarakteristikk av viften med skjevt utløp, sammenlignet med basisdesignet. Omdreinings hastigheten er 1480rpm. Viften med skjevt utløp er blå, basisdesignet er rødt.

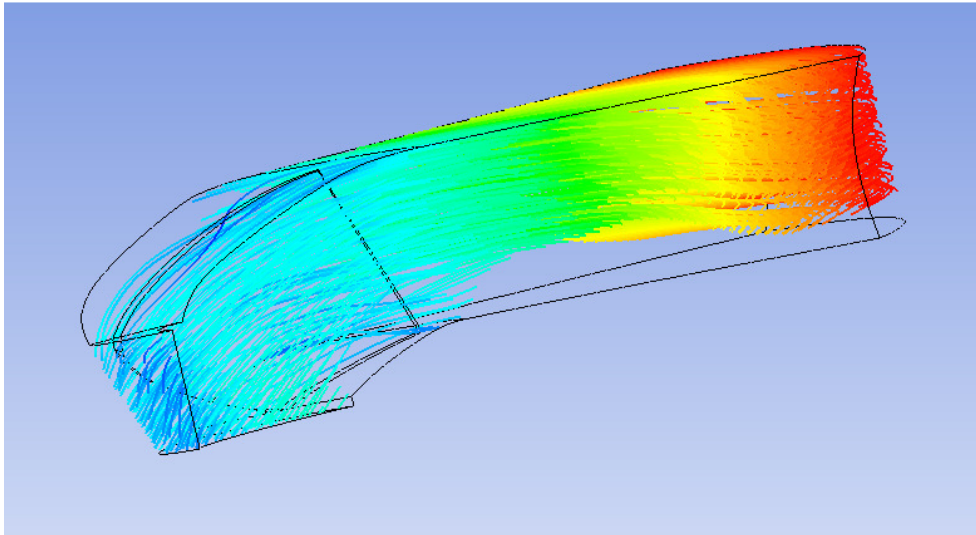


Figur 61: Viftekarakteristikk for vifte med skjev vinkel på trailing edge

Som det kan ses av figuren leverer basisdesignet høyere statisk trykk, men viften med skjevt utløp har jevnt over høyere virkningsgrad. Dersom man antar en 10 % økning i virkningsgrad med diffusor, vil denne viften være på linje med Fläkt Woods. Før viften simuleres med diffusor, skal det gjøres

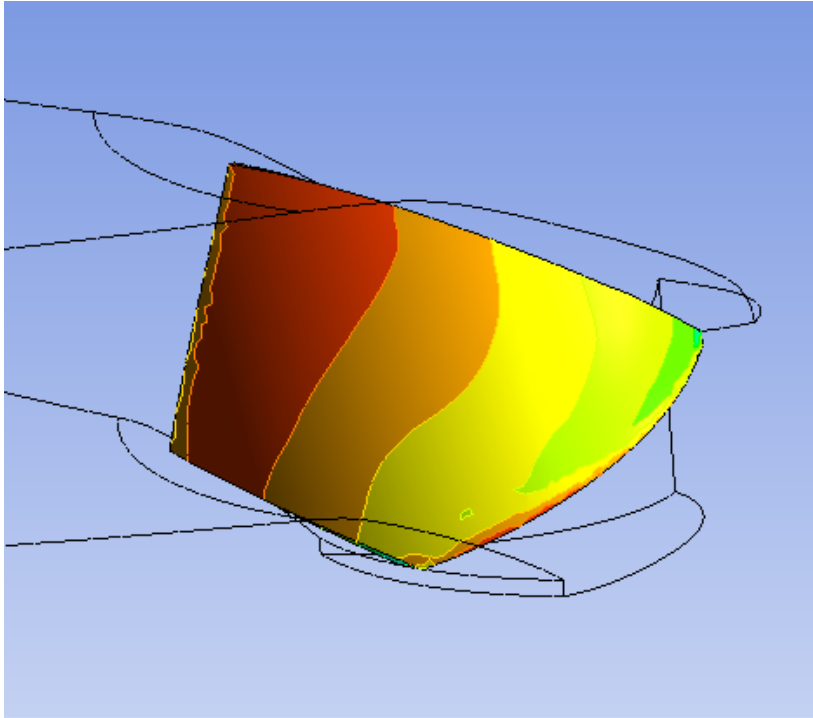
simuleringer med kurvet trailing edge, for å teste om det fører til enda bedre resultat.

Figur 62 viser et strømningsbilde av viften med skjevt utløp. Det kan ses av figuren at strømmingen er mer jevnt fordelt over utløpet. Dette vil lede til en jevnere trykkoppbygging over skovlen, som det kan ses i Figur 63. Det vil også føre til en bedre utnyttelse av diffusoren.



Figur 62: Strømningsbilde for vifte med skjev vinkel på trailing edge

Figur 63 under viser trykkoppbyggingen over en skovl:

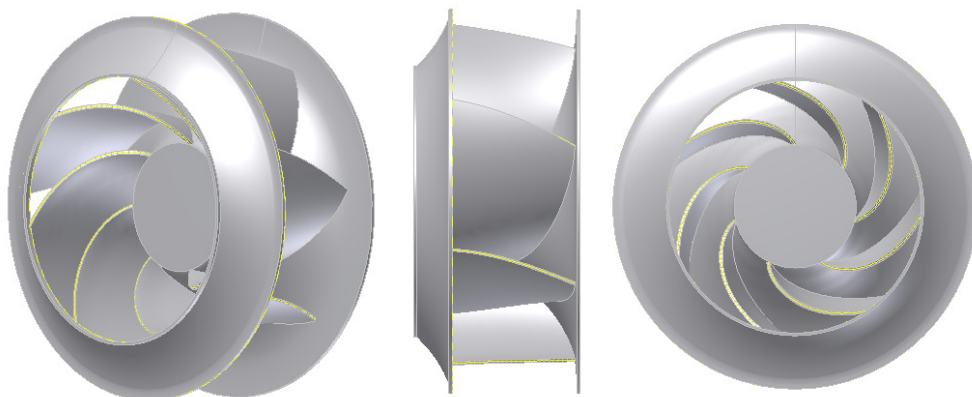


Figur 63: Trykkoppbygging over skovl for vifte med skjev vinkel på trailing edge

Som det kan ses i figuren, blir trykket bygd opp jevnt over hele skovlen. Dette fører til en høyere virkningsgrad, i og med at strømningsbildet er jevnere.

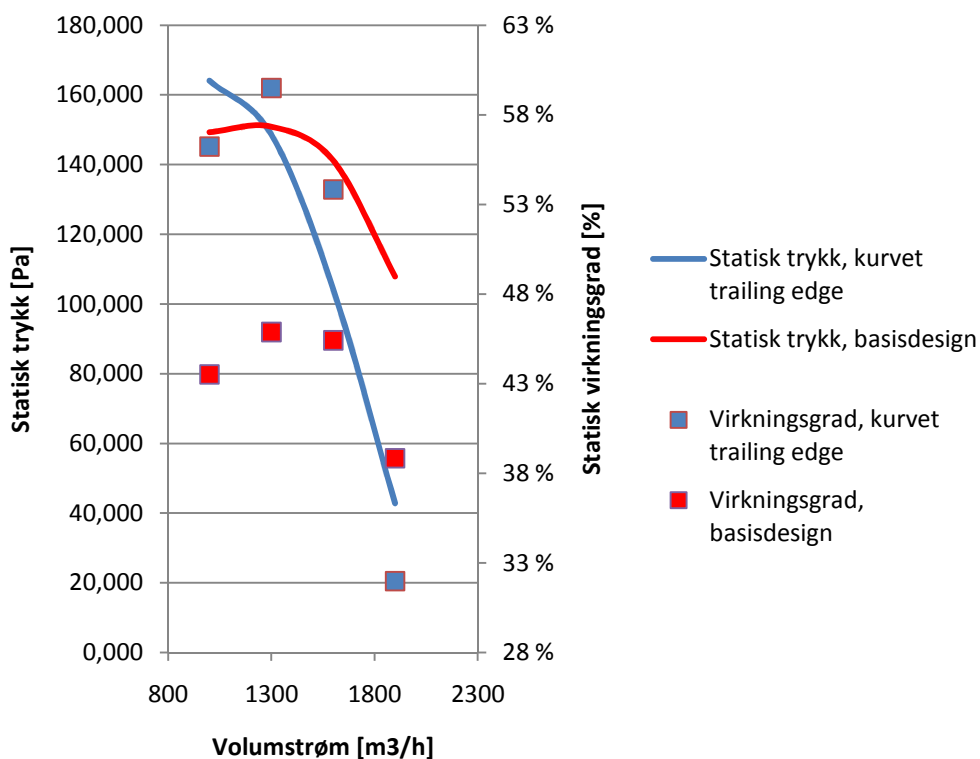
6.3.5 Kurvet vinkel på trailing edge

Viften blir nå designet med en kurvet form på trailing edge som vist i Figur 64. Den kurvete formen på trailing edge går som en x^2 -kurve. I Inventor blir viften seende slik ut:



Figur 64: Vifte med kurvet trailing edge

Figur 65 viser en viftekarakteristikk av viften med kurvet form på trailing edge, sammenlignet med basisdesignet. Omdreiningshastigheten er 1480rpm. Viften med kurvet form på trailing edge er blå, basisdesignet er rødt.

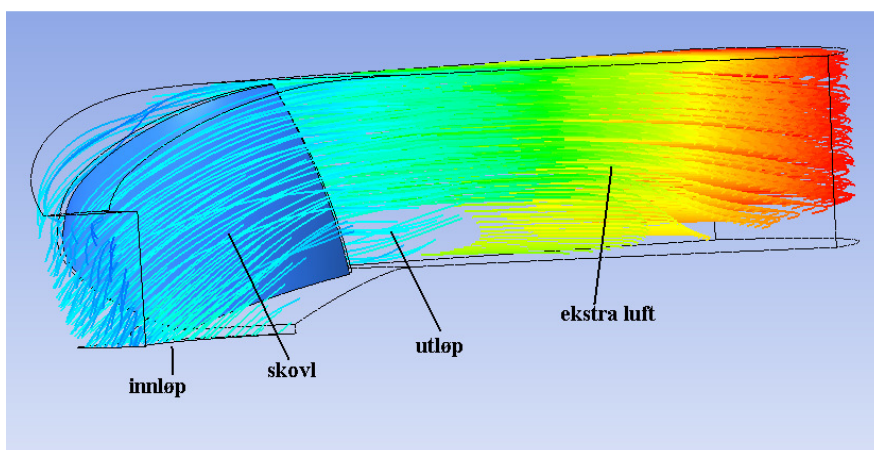


Figur 65: Viftekarakteristikk for vifte med kurvet form på trailing edge

Som det kan ses av figuren blir virkningsgraden høyere dersom det er en kurvet form på trailing edge enn dersom den er loddrett som på basisdesignet. Dersom resultatet sammenlignes med Figur 61, ser man også at en kurvet form på trailing edge gir litt høyere virkningsgrad enn en skjev vinkel på trailing edge. Det som er negativt med resultatet er at virkningsgradskurven er noe brattere enn for basisdesignet. Som det ses av figuren over, er virkningsgraden helt nede på 30 % for en volumstrøm på $1900\text{m}^3/\text{h}$ for viften med kurvet trailing edge. For basisdesignet er virkningsgraden i tilsvarende punkt ca 39 %. Det blir også jevnt over bygd opp et lavere statisk trykk.

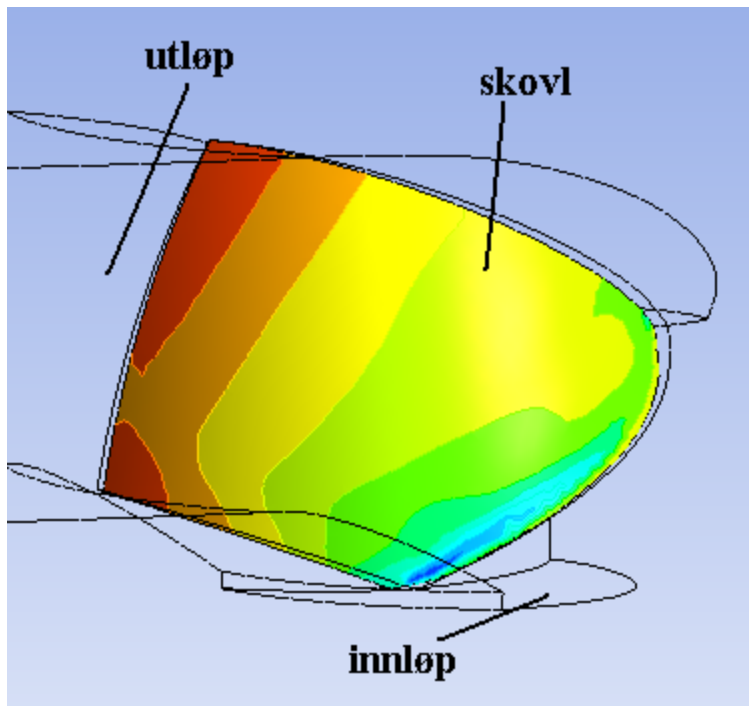
Det viktigste er uansett virkningsgraden, da man kan få et høyere trykk ved å justere opp omdreiningshastigheten.

Figur 66 viser et strømningsbilde av viften. Det kan på samme måte som i Figur 62 ses at strømmingen er mer jevnt fordelt over utløpet enn på basisdesignet. Dette fører til en jevnere trykkoppbygging over skovlen (Figur 67) og en bedre utnyttelse av en eventuell diffusor.



Figur 66: Strømningslinjer gjennom vifte med kurvet form på trailing edge

Figur 67 under viser hvordan trykket bygges opp over skovlen.

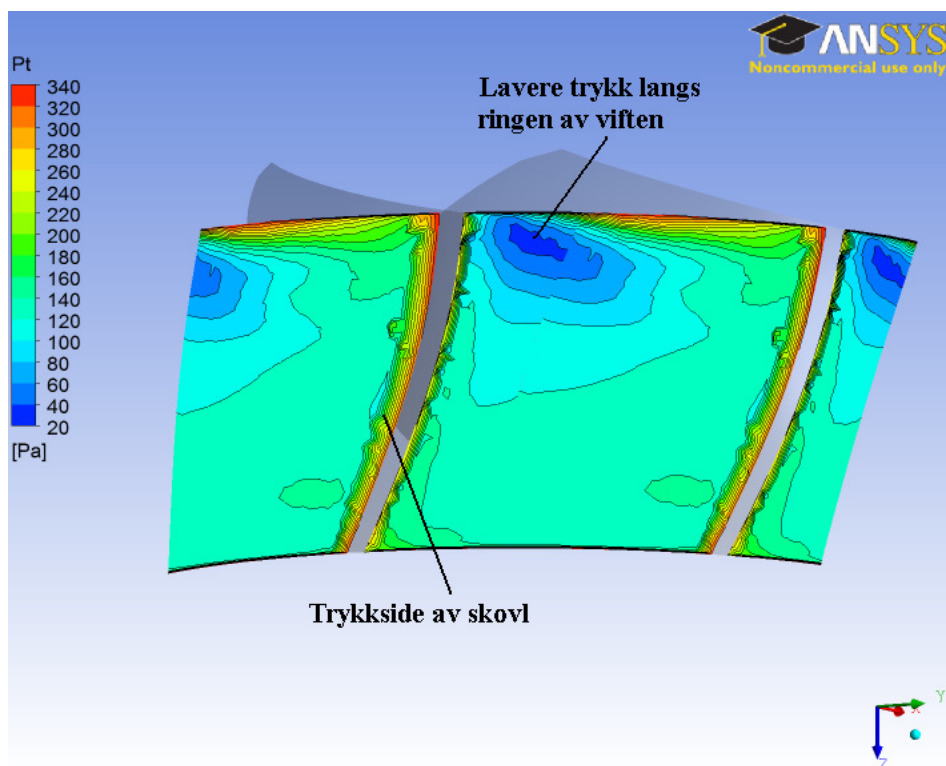


Figur 67: Trykkoppbygging over skovl, vifte med kurvet trailing edge

Dersom Figur 67 sammenlignes med trykkoppbygningen over skovlene på viften med skjev vinkel på utløpet (Figur 63), kan det ses at trykkoppbyggingen er litt mer ujevn for viften med kurvet trailing edge. Likevel har virkningsgraden økt litt. Dette kan ha å gjøre med trykkfordelingen sett rett inn på utløpet av viften.

Dersom man ser på trykkonturer sett rett inn på utløpet av viften, ser man at det er en ujevn trykkfordeling. Det er et parti med lavere trykk øverst i figuren (i blått). Dette er langs ringen av viften. Ujevnt strømningsbilde i utløpet er et problem som også gjelder viften til Fläkt Woods (Figur 20) og 1.generasjons prototyp (Figur 31). En av oppgavene i design av ny vifte er knyttet til å få en jevnere trykkfordeling over utløpet.

Figuren viser også helt tydelig at det er høyere trykk på den ene siden av skovlen. Dette er trykksiden til skovlen, som nevnt i kapittel 3.5.

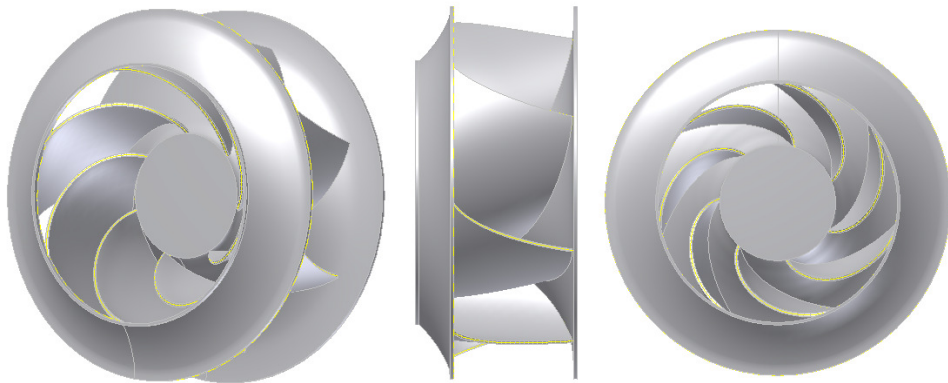


Figur 68: Trykkonturer i utløpet av vifte med kurvet trailing edge

6.3.6 Motsatt kurvet vinkel på trailing edge

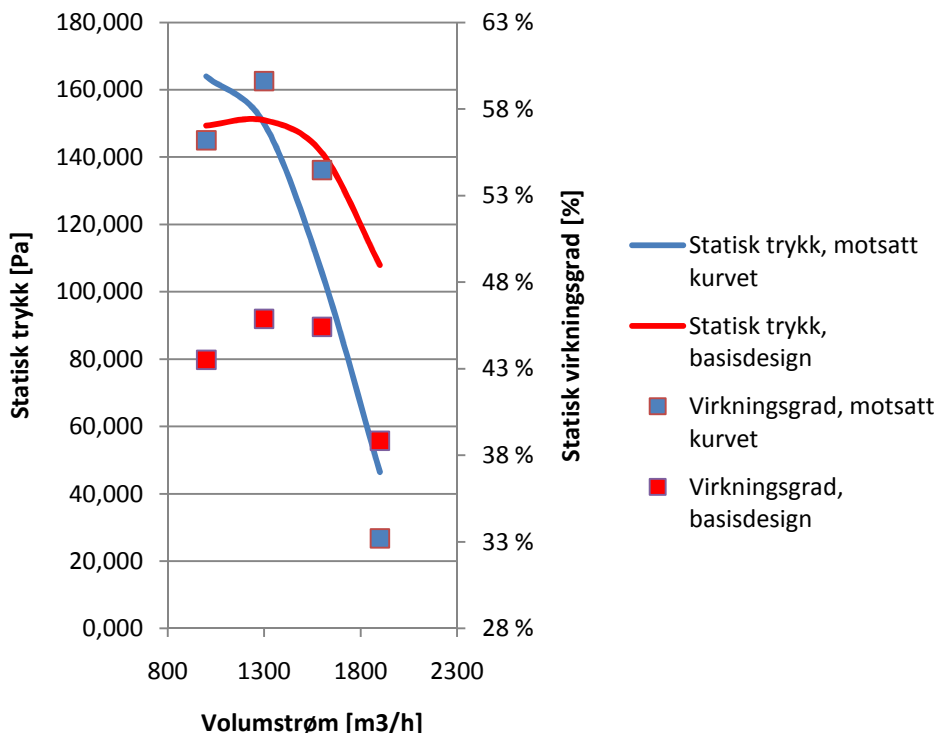
Viften blir nå designet med en motsatt kurvet form på trailing edge enn viften beskrevet i kapittel 6.3.5. Den kurvete formen på trailing edge går som en $x^{0.3}$ -kurve. Senere i dette delkapittelet prøves flere forskjellige kurveformer. Noe av motivasjonen for å prøve denne typen kurve, er at det i følge veileder har vært designet Francisturbiner på denne måten med stort hell. I tillegg er hypotesen at det vil bli en mer jevn trykkoppbygging over skovlen dersom skovlen krummes i motsatt retning. Som det kan ses av Figur 67 i kapittel 6.3.5 er det et parti med litt lavere trykk midt på skovlen (oransje). Målet er å kvitte seg med dette partiet.

Viften ser ut som følger i Inventor:



Figur 69: Vifte med motsatt kurvet trailing edge

Figuren 70 viser hvordan viften presterer ved en omdreiningshastighet på 1480rpm. Viften er sammenlignet med basisdesignet (rødt). Det kan ses av figuren at viften har høyere virkningsgrad enn basisdesignet, men at virkningsgradskurven fremdeles er bratt som i Figur 65. Den høyeste virkningsgraden er rundt 60 %, og dermed er dette så langt det beste av de nye designene. Virkningsgradskurven har blitt brattere, det vil si at det er større forskjell på høyeste og laveste virkningsgrad. Dette vil si at viften vil fungere bra i bestpunktet, men prestere dårlig dersom den blir kjørt langt utenfor dette punktet, for eksempel på en volumstrøm på $1900\text{m}^3/\text{h}$.



Figur 70: Viftekarakteristikk for motsatt kurvet trailing edge

For å prøve å få virkningsgraden enda litt høyere bare med å vri litt på skovlen, ble det designet to vifter til. De neste to viftene hadde enda mer skrå vinkel på den motsatt kurvede trailing edge. Tabell 4 summerer opp resultatet for de tre viftene i punktet der volumstrømmen er $1300\text{m}^3/\text{h}$, og omdreinings hastigheten er 1480rpm:

Grad av kurvet TE	Statisk trykk [Pa]	Totalt trykk [Pa]	Effektforbruk [W]	Total virkningsgrad	Statisk virkningsgrad
Litt	150,0	212,9	90,9	84,6	59,6
Mer	145,5	206,8	90,5	82,5	58,1
Mye	130,8	186,1	83,8	80,2	56,4

Tabell 4: Oppsummering av 3 vifter med motsatt kurvet trailing edge

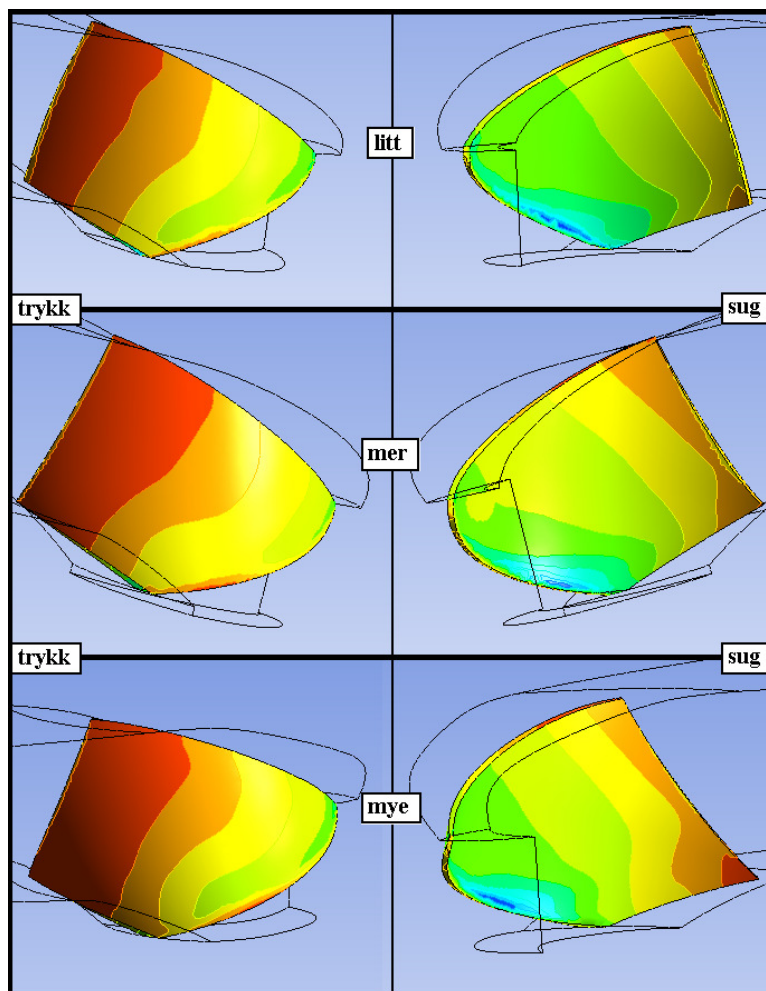
Som tabellen viser, vil den viften med minst kurvet trailing edge gi den beste virkningsgraden. Det er ikke tid til å designe flere vifter, og konklusjonen blir derfor som følger:

Motsatt kurve på trailing edge gir bedre virkningsgrad enn helt loddrett trailing edge. Det trengs mer tid for å finne den ideelle kurven.

For å finne ut hva som kan være grunnen til at virkningsgraden blir lavere desto mer kurvet trailing edge er, sammenlignes plott av trykkoppbygningen over skovlen for de tre viftene. Figur 71 viser de tre forskjellige viftene.

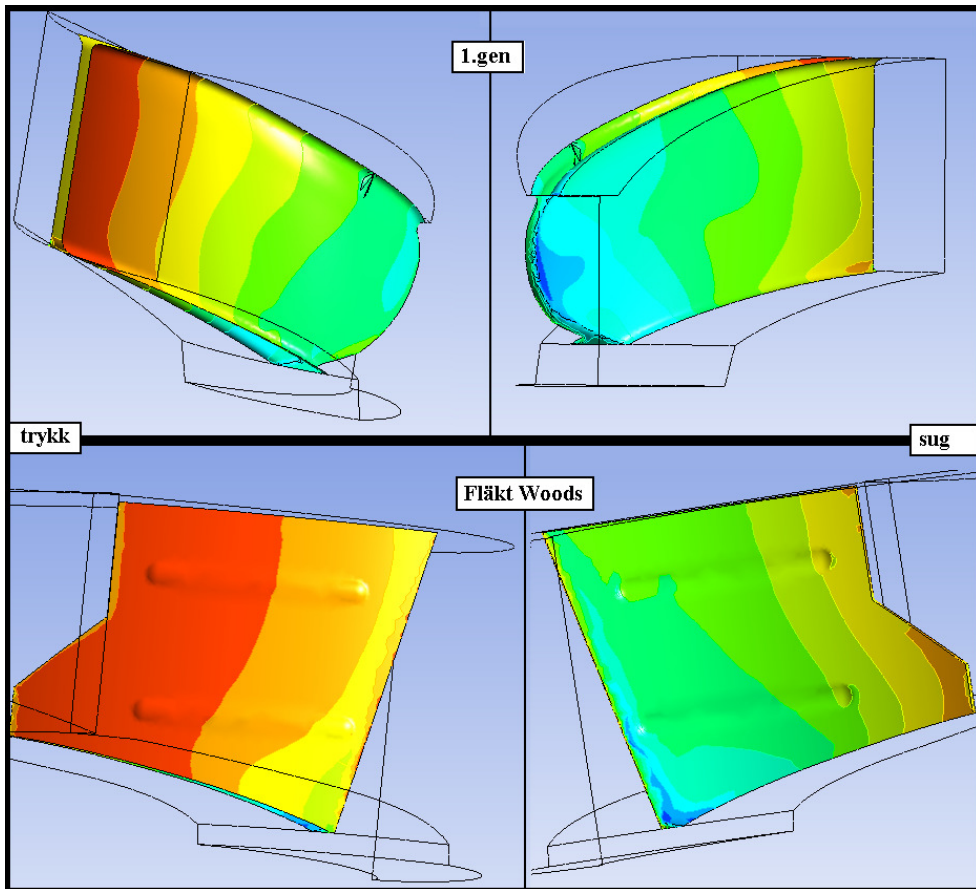
I figuren er den øverste viften den som gir best resultat. De to under har mer og mer kurvet vinkel på trailing edge. Til venstre i figuren vises trykksiden av skovlen, og til høyre i figuren vises sugesiden.

Sammenligner man sugesidene på de tre skovlene, ser man at det er skovlen i midten som har mest jevn trykkoppbygging. Sammenligner man trykksidene ser man at den øverste skovlen har den jevneste trykkoppbyggingen over skovlen. I og med at det er trykksiden som bygger opp mest trykk, er det denne siden som er viktigst. Det kan være noe av grunnen til at det er denne viften som har høyest virkningsgrad av de tre.



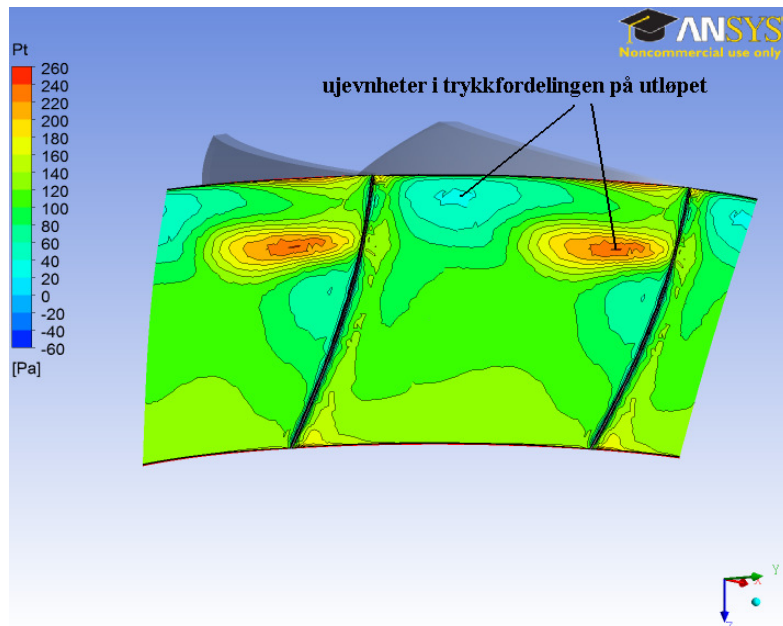
Figur 71: Trykkoppbygning over skovl for tre vifter med motsatt kurvet TE

I Figur 72 sammenlignes trykkoppbyggingen over skovlen med viften til Fläkt Woods og 1.generasjons prototyp. Øverst vises 1.generasjons prototyp. Trykksiden er til venstre i figuren, og sugesiden til høyre. Av figuren kan en se at trykkoppbyggingen er nokså jevn over sugesiden på skovlen for begge viftene. I og med at det er stor forskjell i virkningsgrad på de to viftene, kan det tyde på at det er andre ting som er mer viktige enn selve trykkoppbyggingen over skovlen.



Figur 72: Trykkoppbygning over skovl for Fläkt Woods og 1.generasjons prototyp

Figur 73 viser trykkfordelingen sett rett inn på utløpet av viften. Dette er den viften som hadde den kurveformen på trailing edge som gav best resultat.

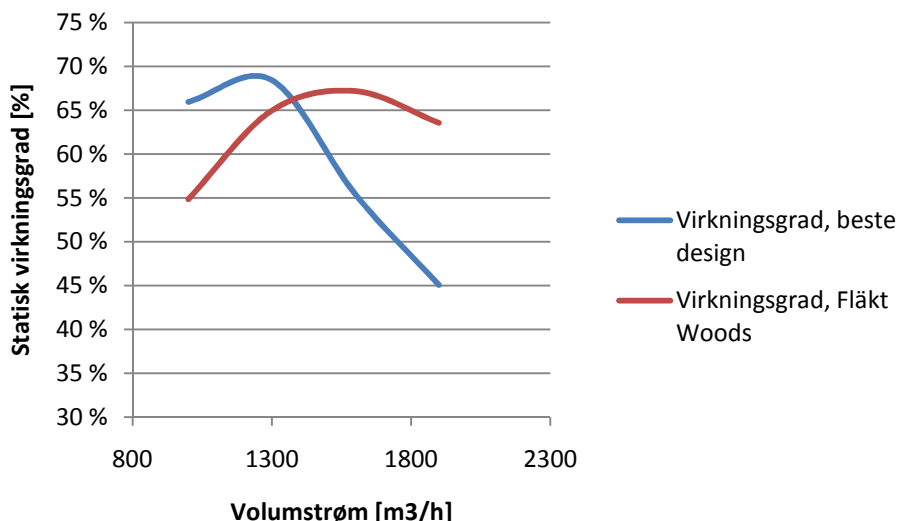


Figur 73: Trykkonturer i utløpet av vifte med motsatt kurvet trailing edge

Som Figur 73 viser, er det et relativt rotet strømningsbilde i utløpet av viften. Det er felter med ujevnheter i trykkfordelingen, noe som vil gi trykktap og gå utover virkningsgraden.

Nøkkelen til å forbedre virkningsgraden kan ligge i å designe en vifte med et mer jevnt strømningsbilde i utløpet.

Siden dette designet er det som så langt har gitt best resultater, ble det foretatt en simulering med diffusor. I Figur 74 er den statiske virkningsgraden for det beste designet (blå) sammenlignet med viften til Fläkt Woods (rød).



Figur 74: Virkningsgrad for det beste designet med diffusor

Figuren viser at bestpunktet på det beste designet har høyere virkningsgrad enn bestpunktet til Fläkt Woods.

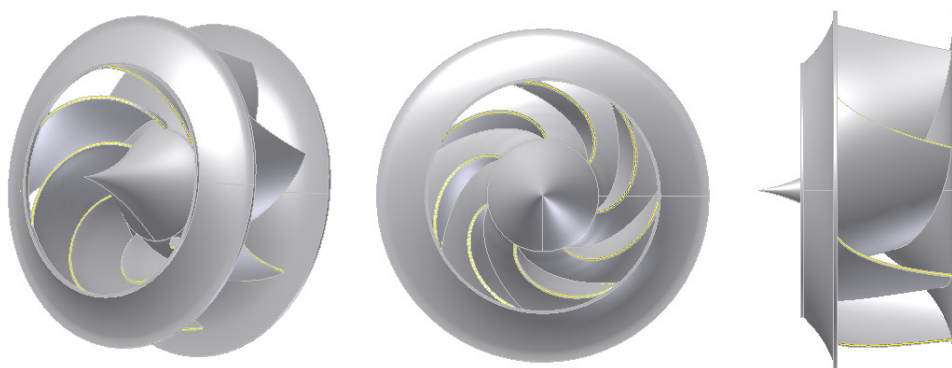
Figuren viser også at bestpunktet til de to viftene fremkommer på forskjellig volumstrøm. For å få en mer direkte sammenligning bør det beste designet kjøres på høyere omdreiningshastighet. Dersom det sammenlignes med Figur 42 kan man se at hele virkningsgradskurven flyttes til høyre dersom omdreiningshastigheten øker. Ved å øke omdreiningshastigheten på det beste designet, vil man altså nå et punkt der viften bygger opp likt trykk som Fläkt Woods, med høyere virkningsgrad.

Det kan noteres at virkningsgradskurven til det beste designet er brattere enn virkningsgradskurven til Fläkt Woods. En måte å rette ut virkningsgradskurven på, er å benytte seg av regulering. Dette er i følge veileder vanlig på Kaplan-turbiner i vannkraft. Det vil si at bladene vris når viften kjøres på forskjellige volumstrømmer for å alltid oppnå høyest mulig virkningsgrad.

6.3.7 Spydspissformet hub

I et forsøk på å lede luften mer riktig inn på skovlene, ble det designet en vifte der huben er formet som en spydspiss. Dette var en idé som ble nevnt

under "Videre arbeid" i prosjektoppgaven fra høsten 2009. I Inventor ser viften slik ut:



Figur 75: Spydspissformet hub

Det ble foretatt simuleringer der spydspissen roterer sammen med viften, og simuleringer der selve spydspissen står stille mens viften roterer som vanlig.

Spydspiss	Statisk trykk [Pa]	Totalt trykk [Pa]	Effektforbruk [W]	Total virkningsgrad	Statisk virkningsgrad
Uten	150,0	212,9	90,9	84,6	59,6
med rotasjon	141,7	201,9	89,3	81,6	57,3
uten rotasjon	130,8	186,1	83,8	82,8	58,2

Tabell 5: Sammenligning med spydspiss, med eller uten rotasjon

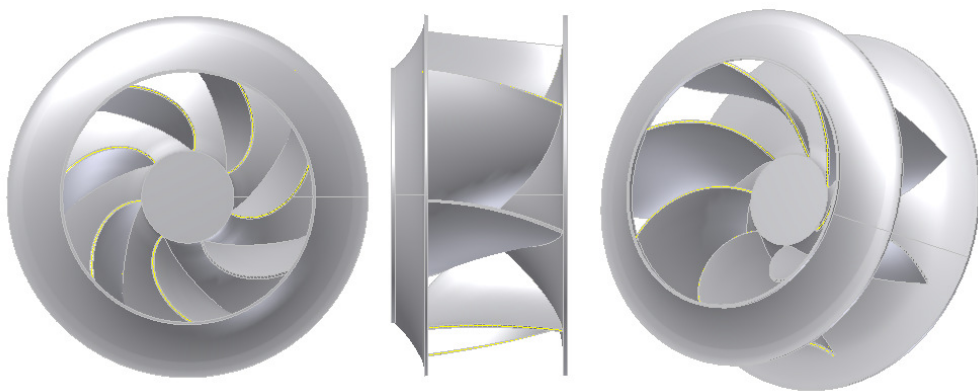
Som Tabell 5 viser, er virkningsgraden bedre uten spydspissen. Dette gjelder både om spydspissen roterer eller ikke. Det er hovedsakelig to grunner til at virkningsgraden synker når den simuleres med spydspissformet hub:

1. Det blir ikke lengre rotasjonsfritt innløp. Dersom c_{u1} -komponenten er positiv, kan det ses av Eulers pumpeligning (12) at virkningsgraden vil synke.
2. På grunn av den ekstra geometrien vil det bli større friksjonstap

På grunn av disse første resultatene konkluderes det med at spydspissformet hub ikke vil gi høyere virkningsgrad, og dermed vil det ikke bli gått videre med dette designet.

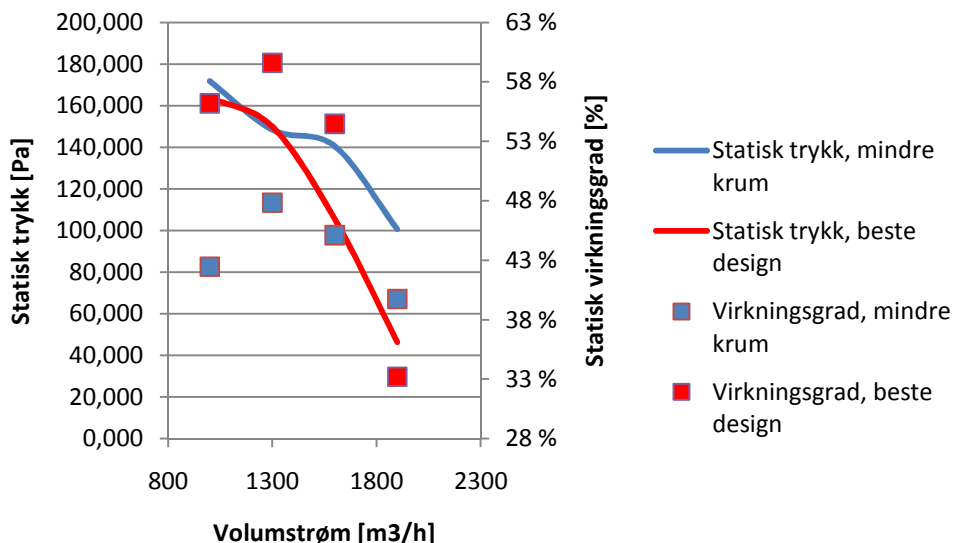
6.3.8 Mindre krumning på skovl

I et forsøk på å få jevnere trykkfordeling på utløpet av viften, blir det lagd et design der hele skovlen er mindre krummet. I dette designet vil strømningslinjene langs huben og langs ringen bli omtrent like lange. I Inventor ser viften slik ut:



Figur 76: Vifte med mindre krumning på skovl

Figur 77 viser en viftekarakteristikk av viften med mindre krumning på skovlene (blå), sammenlignet med viften beskrevet i kapittel 6.3.6 (rød).



Figur 77: Viftekarakteristikk for vifte med mindre krumning på skovl

Som viftekarakteristikken viser, er virkningsgraden jevnt over lavere for viften med mindre krumning på skovlene. Det eneste lyspunktet med designet er at virkningsgradskurven er jevnere enn for det designet som har vært best så langt. Dette betyr at viften vil fungere bedre når den kjøres langt utenfor bestpunktet.

På grunn av at dette designet gav såpass mye lavere resultat, vil det ikke bli gått videre med dette designet.

6.4 Konklusjon

Etter å ha gjennomført et parameterstudium ble det designet en vifte som i kombinasjon med en diffusor hadde høyere virkningsgrad enn viften til Fläkt Woods. Viften ble designet med litt lavere diameter for å få plass til en større diffusor, som igjen skulle gi enda bedre virkningsgrad.

Dersom det monteres en diffusor på viften til Fläkt Woods, vil den totalt ha høyere virkningsgrad enn den nye viften som er designet (kapittel 6.3.6).

Konklusjonen er at den beste viften som ble designet er bedre enn viften til Fläkt Woods, fordi viften ble designet med tanke på at den skulle høre sammen med en diffusor.

I og med at den nye viften og diffusoren til sammen vil bli dyrere å produsere enn viften til Fläkt Woods på grunn av større og mer kompleks geometri, må det likevel konkluderes med at det ikke lyktes å lage en bedre vifte enn dagens 'state of the art'.

Tabell 6 oppsummerer hvilke parametre som ble endret. Rød betyr at endring av denne parameteren gjorde viften dårligere i forhold til basisdesignet. Blå betyr at viften ble bedre i forhold til basisdesignet.

Parameterendring	Statisk trykk [Pa]	Virkningsgrad [%]
Flere skovler	-	-
Færre skovler	-	-
Lavere skovlareal	-	-
Skjev vinkel på TE	+	+
Kurvet vinkel på TE	+	+
Motsatt kurvet vinkel på TE	+	+
Spydspissformet hub	-	-
Mindre krumning på skovl	-	-

Tabell 6: Oppsummering av parameterendringer

Det designet som hadde høyest virkningsgrad, var det som hadde litt lengre skovler enn på basisdesignet, og motsatt kurvet vinkel på trailing edge (se Figur 59).

Som nevnt i kapittel 6.3.6 er virkningsgradskurven til det beste designet veldig bratt. Dette betyr altså at virkningsgraden blir svært lav når viften kjøres på en volumstrøm som er langt unna bestpunktet. Dette kunne vært løst ved å innføre en regulering av skovlene som gjør at de vrir seg ved endret volumstrøm for å hele tiden gi høyest mulig virkningsgrad.

Dersom det hadde vært mer tid til disposisjon, kunne flere parametre vært endret. Kanskje hadde et dypere studie av innløpet til viften eller av lengden på selve skovlene gitt et design med høyere virkningsgrad. Et annet spørsmål er om viften burde blitt designet med en høyere utløpsdiameter, og dermed en litt kortere diffusor. For flere detaljer rundt prestasjonen til

diffusorer med forskjellige størrelser, henvises det til masteroppgaven til Halvor Haugsvold.

7 Forretningsutvikling

7.1 Prosessen

Våren 2007 oppstod ideen om at en forbedring i virkningsgraden til ventilasjonsvifter ville kunne senke energiforbruket i et bygg betraktelig.

Studentene Halvor Haugsvold og Sondre Nenseter deltok i Venture Cup våren 2007 med Prof. Ole Gunnar Dahlhaug som veileder. Det ble denne våren innledet samtaler med NTNU Technology Transfer AS (TTO) [24] og søkt om økonomisk støtte hos Innovasjon Norge [25].

Prosjektet ble lagt på is frem til våren 2009, da det ble tatt opp igjen av Sondre Nenseter og Kjell Erik Lien. De skrev et semesterprosjekt på University of California Berkeley [26], der de gjorde en vurdering av ventilasjonsmarkedet i USA.

Høsten 2009 skrev de tre studentene prosjektoppgaver ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Prof. Ole Gunnar Dahlhaug var prosjektveileder. De mottok en vifte av aggregatleverandøren Novema, som ble testet i laboratoriet av Kjell Erik Lien. Sondre Nenseter designet en ny vifte som ble produsert i desember 2009 med midler fra Idéfondet til NTNU. Halvor Haugsvold designet en diffusor som ble produsert med midler fra samme fond. Denne høsten ble det innledet samtaler med TTO og TrønderEnergi Invest [27]. Det ble også med hjelp fra Entreprenørskolen ved NTNU gjennomført en syretest av prosjektet, med fokus på kommersialiseringsmuligheter i Norge og Europa. Denne ligger vedlagt(Vedlegg E).

Våren 2010 skrev de tre studentene masteroppgaver ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU med Ole Gunnar Dahlhaug som veileder. Masteroppgaven var en direkte videreføring av prosjektoppgaven. Det ble innledet et samarbeid med TTO og TrønderEnergi Invest. TTO gjennomførte en patentundersøkelse (Vedlegg D). Konklusjonen fra patentundersøkelsen var negativ. Det ble også lagd en forretningsplan som ble sendt inn til to forretningsplanskonkurranser: Startstøtte [28] og Take Off Midt-Norge [29]. Denne kan leses i sin helhet i kapittel 7.2.

Etter grundig testing av den produserte viften og diffusoren, viste det seg at disse ikke fungerte bedre enn viften mottatt av Novema. Våren 2010 ble det av Sondre Nenseter designet en ny vifte, men på grunn av tidsmangel var det ikke mulig å lage en vifte som var mye bedre enn dagens standard. Halvor Haugsvold designet en ny diffusor som kunne øke viftevirkningsgraden med 8 %. Senere ble det oppdaget at en slik diffusor ble patentert i 2006 [30].

19. mai 2010 ble hele vifteprosjektet lagt dødt.

I Vedlegg C finnes det en oversikt over hele prosessen. Denne inneholder datoer og møtereferater.

7.2 Forretningsplan for HSK Fans

Forretningsidé

HSK Fans skal levere markedets mest energieffektive vifter til bruk i ventilasjonssystemer.

Bakgrunn for forretningsideen

Ventilasjonsvifter har ikke gjennomgått større forandringer på flere tiår, og det er rom for betydelig økning av virkningsgraden. Det har i de siste årene skjedd en revolusjon innen Computational Fluid Dynamics (CFD), som brukes til å simulere strømming i fluider. Denne teknologien brukes blant annet i konstruksjon av vannkraftturbiner og design av rør til olje- og gasstransport. Vannkraftlaboratoriet ved NTNU har ledende kompetanse på denne teknologien.

I en verden med økt fokus på energiutnyttelse og strengere krav fra myndighetene både nasjonalt og internasjonalt, er dette et marked med store vekstmuligheter. Bygg står for om lag 40 % av energibruken i verden, og potensialet for energieffektivisering er stor. Ombygging av eksisterende anlegg, nye anlegg og strengere krav til innendørsklima vil i følge SINTEF føre til en dobling av energibehovet til vifter neste 15-20år. EUs mål om energieffektivisering i bygninger skal nås gjennom en sterk økning i bevilgningene til utvikling av ny teknologi.

I et typisk skandinavisk kontorbygg går 15-20 % av energien til vifter [2]. Ved å øke virkningsgraden i viftene vil man spare energi, noe som er ønskelig både fra et økonomisk og et miljømessig ståsted.

Fra 1.juli 2010 vil det bli lovpålagt med energimerking av næringsbygg i Norge. Byggets totale energimerkekarakter er et produkt satt sammen av mange delvurderinger, for ventilasjon gjelder dette SFP faktor (Specific Fan Power) og krav til varmegjenvinning. I tillegg til nybygg fungerer forskriftene slik at de har tilbakevirkende kraft ved ombygging.

Dagens vifter kjennetegnes ved lav virkningsgrad og innkjøpskostnad. Et økende fokus på lavt energiforbruk og bærekraftige løsninger vil gi rom for produkter med lave livsløpskostnader.

Produkt

Produktet er en ny type ventilasjonsvifte. Den er mer energieffektiv og har en mer kompakt utforming sammenlignet med vifter som brukes i dag.

For å kunne teste og verifisere produktene har det blitt bygget en testrigg for ventilasjonsvifter i Vannkraftlaboratoriet på NTNU.

Forretningsmodell

Den nye viftetypen vil konkurrere med eksisterende produsenter og kan egenproduseres, eller lisensieres ut til vifteprodusenter.

Før eller siden vil fremtidsrettede vifteprodusenter se seg nødt til å utvikle viftene sine. Siden HSK Fans allerede har gjort denne teknologiutviklingen, vil en alternativ forretningsmodell være å selge totalresultatet.

Marked

Markedet i dag fungerer slik at selve viften produseres for seg selv, og settes deretter sammen med andre komponenter i et aggregat av en annen produsent/leverandør.

Det totale markedspotensialet for leveranse av vifter til ventilasjonsanlegg, er anslått til å være i underkant av 150 MNOK årlig i Norge, og rundt 4000 MNOK i Europa (Vedlegg C).

Det er et stort antall vifteprodusenter på verdensbasis. Den største i Skandinavia er Fläkt Woods, som er representert i 95 land. De leverer vifter til norske Novema, og har om lag 20 % av markedsandelen her i landet.

Vifter benyttes også på andre områder enn i ventilasjonsanlegg, for eksempel tunnelvifter. De samme grunnprinsippene i virkningsgradsforbedring kan overføres hit, og dermed utvide markedet betraktelig.

Lønnsomhet

Kunden vil, med antatt 30 % økt virkningsgrad, kunne redusere energiforbruket til ventilasjonssystemet med 9-11 %.

Eksempel på ettermontering av ny viftetype:

Et næringsbygg på 5,000m² vil i et normalt driftsår ha et forbruk på ca 1,000,000 kWh.

Med et konservativt anslag vil 15 % gå til å drifte de to viftene som er nødvendig for god ventilasjon. Det tilsvarer 150,000 kWh per år. En 30 % økning i virkningsgrad vil gi en reduksjon i energiforbruket på 45,000 kWh.

Hvis tilbakebetalingen skjer over 3 år med 7 % rente og en strømpris på 70 øre/kWh vil dette kunne forsvare en merpris på 41,000 kr per vifte, når man antar totalt 2 vifter i bygget.

I 2003 anslo SINTEF at det i Norge benyttes 2.3 TWh til å forsyne vifter i yrkesbygg og boliger. Videre har det ifølge SSB vært 8.8 % økning i bygningsmassen i Norge frem til 2009, slik at 2.5 TWh trolig er den energien

som går til å drive vifter i dag. En 20 – 30 % økning i virkningsgrad vil dermed redusere energiforbruket med 500 – 750 GWh på årlig basis kun i Norge. En snittpris på 70 øre/kWh vil gi 350- 525 MNOK besparelse per år.

Den nye viftetyper vil ha lavere livsløpskostnader enn en tradisjonell viftetype. Prisen må settes på bakgrunn av en helhetsvurdering, men innovative løsninger i design og produksjon vil gi lave kostnader og dermed stort potensial for fortjeneste.

Team

Organisasjonen består i dag av tre 5. årsstudenter, samt en professor på Institutt for Energi og Prosessteknikk (EPT) ved NTNU. Kjell Erik Lien og Sondre Nenseter er 5.årsstudenter fra Energi & Miljø retning energi- og prosessteknikk. Halvor Haugsvold går Produktutvikling og produksjon med samme retning. Alle skriver masteroppgave med Ole Gunnar Dahlhaug som veileder fra Vannkraftlaboratoriet på NTNU.

HSK Fans har hatt innledende samtaler med TrønderEnergi Invest og NTNU TechnologyTransfer (TTO), planen er å samarbeide med disse utover våren 2010. NTNU Technology Transfer AS skal bistå med vurdering av immaterielle rettigheter, samt sikre eventuelle patentrettigheter.

Av samarbeidspartnere har vi tilgang til laboratorium og ressurspersonell på NTNU, samt TrønderEnergiInvest og TTO. Nenseter og Lien har også nær kontakt med fagmiljøet i konsulentselskapet Sweco [31], som blant annet prosjekterer ventilasjon i bygg.

Idérettigheter og eierandeler

Rettigheter til ideen ligger hos studentene, og er fordelt med 1/3 på hver.

Risikofaktorer

Det er en viss teknologisk risiko knyttet til prosjektet ettersom produktene ikke er ferdigdesignet enda. Teamet innehar, og har tilgang til, betydelig kompetanse som reduserer denne risikoen. Siden det er gjort grundige beregninger som viser en klar forbedring i virkningsgrad og nøyaktige målinger som bekrefter disse reduseres den teknologiske risikoen betydelig.

Det er også en markedsrisiko knyttet til prosjektet, ettersom dette er en teknologi som har eksistert i mange år, og markedet er dominert av store aktører. Målet er å få oppfinnerhøyde slik at produktene kan patenteres, noe som gir et stort konkurransefortrinn.

Teknologiutvikling

Masteroppgavene til Nenseter og Haugsvold har som mål å utvikle et markedsklart produkt. Lien skal i sin masteroppgave sørge for at vifteenhetene testes grundig og sammenligne med toppmodellen til Fläkt Woods. Produktene vil være basert på prototypene designet i prosjektoppgavene, og skal forbedres med input fra vifteriggtester av førstegenerasjons prototyper og CFD simuleringer.

Finansieringsbehov

Førstegenerasjons prototyper og bygging av testrigg ble finansiert med midler fra Idéfondet. Finansieringsbehovet i våren 2010 er i hovedsak knyttet til produksjon av andregenerasjons prototyp, samt grundig testing og verifisering av resultater og produksjonsvurdering. Kostnadene antas å beløpe seg til ca 250.000 kr. Med positive testresultater vil neste steg være å etablere en organisasjon som kan kommersialisere ideen, finansieringsbehovet her er betraktelig, 500.000 kr.

8 Konklusjon

8.1 Analyse av Fläkt Woods

Det ble gjennomført en grundig analyse av modellviften fra Fläkt Woods. Resultatene fra Ansys viste seg å stemme bra overens med både det som er oppgitt fra Fläkt Woods, og det som ble målt i laboratoriet.

Det at resultatene stemte godt overens med virkeligheten er viktig, for det betyr at man kan lage et nytt viftedesign på bakgrunn av simuleringer i Ansys.

Det ble av Halvor Haugsvold designet en diffusor. Denne diffusoren viste seg å bedre virkningsgraden til viften med 8 %.

8.2 Analyse av 1.generasjons prototyp

Det ble gjennomført en grundig analyse av 1.generasjons prototyp med og uten diffusor. Etter sammenligning med laboratoriet, viste det seg at simuleringene uten diffusoren ikke stemte godt med virkeligheten. Dette var på grunn av et mesh som var for dårlig. Det var ikke tid til å lage helt nye simuleringer, i og med at dette ble oppdaget helt på slutten av semesteret under sammenligningen med resultater fra laboratoriet.

På grunn av at det ble påvist i laboratoriet at 1.generasjons prototyp hadde dårligere virkningsgrad enn viften til Fläkt Woods, er det ikke avgjørende for prosjektet å ha gode simuleringer av denne viften.

Grunnen til at 1.generasjons prototyp får lav virkningsgrad, er at den bygger opp svært mye dynamisk trykk. Høyt trykk fører til at det blir høyt moment, og dermed høyt effektforbruk.

Det ble lagd et nytt og bedre mesh for simuleringene av 1.generasjons prototyp med diffusor. Disse simuleringene stemte godt overens med det som ble målt i laboratoriet. De viste at virkningsgraden økte noen prosent med diffusoren montert.

8.3 Nytt design

Det ble lagd et basisdesign på bakgrunn av erfaringer fra 1.generasjons prototyp. Hovedtanken var å lage en vifte som leverer akkurat det trykket som trengs, med høyest mulig virkningsgrad. Etter at basisdesignet var grundig analysert i Ansys, ble det gjennomført et parameterstudie for å forbedre basisdesignet mest mulig.

Det beste designet fikk noe høyere virkningsgrad enn Fläkt Woods i bestpunktet (68.2 % mot 66.5%). Virkningsgradskurven ble litt brattere, noe som betyr at denne viften vil prestere litt dårligere når den kjøres utenfor bestpunktet.

Konklusjonen er at denne viften antagelig vil bli dyrere å produsere på grunn av en mer avansert geometri, og at den derfor totalt sett ikke er bedre enn dagens 'state of the art'.

Dersom det hadde vært mer tid tilgjengelig ville det kanskje vært mulig å lage en løsning som er bedre enn den som brukes i dag.

8.4 Forretningsutvikling

Parallelt med teknologiutviklingen har det foregått en forretningsutvikling. Det har blitt innledet et samarbeid med to potensielle investorer, og det har med hjelp fra Entreprenørskolen ved NTNU blitt gjennomført innledende markedsundersøkelser.

I og med at det i løpet av tiden tilgjengelig ikke lyktes å lage en bedre vifte enn den som allerede er på markedet, ble hele prosjektet lagt dødt den 21.mai 2010.

9 Videre arbeid

Dersom prosjektet skulle blitt tatt videre måtte en først bestemt seg for om en ville fortsatt arbeidet med å designe en ny vifte, eller kun designet en ny og bedre diffusor.

For å designe en ny vifte, måtte en ha fortsatt parameterstudiet. En måtte sett på effekten av å øke ytre diameter og hatt en kortere diffusor. En kunne økt lengden på skovlene mer, gjort et mer detaljert studium av utløpsbredden, studert krumningen på skovlen i innløpet, og lest mer litteratur om hvordan designprosessen av en ideell pumpe foregår. Det bør fokuseres på å få et ryddigere strømningsbilde når man ser rett inn på utløpet.

Det bør også bli gjort et mer detaljert studium av utløpsvinkelen β_2 . Som det står nevnt i teorien i prosjektoppgaven høsten 2009 [6 s. kap. 2.4.2], vil en høy utløpsvinkel gi teoretisk høyt trykk, men i virkeligheten får man slipp. Den ideelle utløpsvinkelen er verken høy eller lav, men må finnes ved hjelp av Ansys.

Man kunne sett mer på de dimensjonsløse karakteristikkene til en vifte. Disse står beskrevet i kapittel 28 i Fans av Bruno Eck [11 s. kap. 28]. Trykk- og volumstrømskoeffisienten, hhv ligning 56 og ligning 60 i samme bok, varierer med diameterforhold, og kan være med å bestemme om man bør velge sentrifugal- eller aksialvifte. I denne masteroppgaven er det kun sentrifugalvifte som er vurdert, men det har nylig kommet en aksialvifte på markedet med 91% virkningsgrad [2]. Disse viftene tenkes etter hvert å kunne benyttes i vanlige næringsbygg.

9 Videre arbeid

Dersom man skulle lykkes med et nytt og mye bedre design, er det naturligvis mange valg som må tas med tanke på å starte selskap, finne investorer, markedsføre, ta patent etc. TTO som hører til NTNU har kjent til prosjektet siden deltagelsen i Venture Cup i 2007, og vil kunne være en potensiell samarbeidspartner.

En annen viktig ting å se på, er produksjonsmetode og produksjonsmaterial. Geometrien til en vifte som designes på denne måten vil være mer avansert enn dagens moderne vifter, og det er derfor viktig å gjøre en analyse av hvordan produksjonskostnadene kan minimeres.

10 Bibliografi

1. **Nye tekniske forskrifter.** [Internett] [Sisert: 25 Mai 2010.] <http://www.lovddata.no/cgi-wift/ldles?doc=/sf/sf/sf-19970122-0033.html>.
2. **Norsk VVS.** 4, 2010.
3. **Venture Cup.** [Internett] <http://venturecup.wordpress.com>.
4. **Novema.** [Internett] <http://novema.no/novema/index.html>.
5. **Fläkt Woods.** [Internett] <http://www.flaktwoods.com/>.
6. **Nenseter, Sondre.** *Prosjektoppgave høsten 2009.* 2009.
7. **Teknisk rapport om kjølesystemer.** [Internett] [Sisert: 25 Mai 2010.] http://ri.hive.no/enemn50/termisk/T_rapport%20Kjolesystemer.pdf.
8. **Novema.** Bilde av aggregat. [Internett] [Sisert: 25 Mai 2010.] http://www.novagg.no/dokumentasjon/doc_download/91-smart-katalog.
9. **Fläkt Woods.** Viftetyper. [Internett] www.flaktwoods.com/no/ventilasjon/vifter/.
10. **Brekke, Hermod.** *Grunnkurs i hydrauliske strømningsmaskiner.* s.l. : Tapir Uttrykk, 2004.
11. **Eck, Bruno.** *Fans.* s.l. : Fanta Sea Press, 1961.
12. **Woods, Fläkt.** *Teknisk Handbok i luftbehandlingsteknologi.*
13. **Matlab, R2009a.** MathWorks, The. 2009.
14. **Microsoft Excel.** 2007.
15. **Inventor, 2009.** Autodesk.
16. **Ansys CFX, release 12.** 2009.
17. **Ansys 12.0 Help.** 2009.
18. **Homefjord, Erik.** *Masteroppgave.* s.l. : IVT, EPT, VAnnkraftlaboratoriet, 2008.
19. **Lien, Kjell Erik.** *Masteroppgave våren 2010.* 2010.
20. **Flakt Woods.** *Centriflow Plus - Technical Data, SE.* 2008.

21. **Haugsvold, Halvor.** *Masteroppgave våren 2010.* 2010.
22. **Arbeidstilsynet.** [Internett] [Sisert: 25 Mai 2010.]
<http://www.arbeidstilsynet.no/fakta.html?tid=78245>.
23. **Bleier, Frank P.** *Fan Handbook.* s.l. : Mc Graw Hill, 1998.
24. **TTO.** [Internett]
<https://www.ntnu.no/wiki/display/tto/Home;jsessionid=1A77FE80C1A49A959C74F4641AA09756.wikiprod2>.
25. **Innovasjon Norge.** [Internett]
<http://www.innovasjon norge.no/default.aspx>.
26. **UC Berkeley.** [Internett] <http://berkeley.edu/>.
27. **Trønderenergi Invest.** [Internett] <http://www.tronderenergi.no/om-tronderenergi.aspx>.
28. **Startstøtte.** [Internett]
<http://www.ntnu.no/smn/startstoette/startstoette-08/>.
29. **Take Off.** [Internett] <http://www.ntnu.no/smn/index.php?id=45>.
30. **Diffusorpatent.** [Internett]
<http://www.freepatentsonline.com/7001140.pdf>.
31. **Sweco.** [Internett] <http://sweco.no/no/Norway/>.

11 Vedlegg

Liste over vedlegg:

- 11.1 Vedlegg A: Tallmateriale fra Excel
- 11.2 Vedlegg B: Script fra Matlab
- 11.3 Vedlegg C: Fremdrift for HSK Fans
- 11.4 Vedlegg D: Rapport fra TTO om patentundersøkelse
- 11.5 Vedlegg E: Rapport fra Entreprenørskolen ved NTNU

11.1 Vedlegg A: Tallmateriale fra Excel

Viftekarakteristikk Flåkt Woods uten diffusor

OMEGA = 1100rpm												
V_dot [m3/h]	m_dot [kg/s]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %	
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs					
700	0,23	4,86	2,20	0,01	8,12	145,00	130,00	208,20	47,77	87 %	53 %	
1000	0,33	6,95	2,68	0,01	7,51	161,00	131,00	175,72	55,38	88 %	66 %	
1300	0,43	9,03	3,44	0,01	6,24	157,00	105,00	139,19	57,49	87 %	66 %	
1600	0,52	11,12	4,28	0,01	4,70	142,00	64,00	91,58	51,83	78 %	55 %	
1900	0,62	13,21	5,24	0,01	3,15	113,00	2,00	29,16	35,99	43 %	3 %	
2200	0,72	15,30	6,13	0,00	1,37	68,00	-43,00	-42,60	11,21	-232 %	-435 %	
OMEGA = 1350rpm												
V_dot [m3/h]	m_dot [kg/s]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %	
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs					
700	0,23	4,86	2,32	0,01	10,15	202,00	188,00	326,13	76,69	83 %	48 %	
1000	0,33	6,94	2,92	0,01	9,54	230,00	200,00	297,97	95,50	87 %	58 %	
1300	0,43	9,03	3,47	0,01	8,98	242,00	191,00	254,34	103,73	88 %	66 %	
1600	0,52	11,12	4,24	0,01	7,63	235,00	157,00	208,75	106,01	87 %	66 %	
1900	0,62	13,21	5,05	0,01	6,04	219,00	109,00	151,80	98,64	81 %	59 %	
2200	0,72	15,30	6,02	0,01	4,61	188,00	40,00	78,84	78,26	62 %	31 %	
OMEGA = 1600rpm												
V_dot [m3/h]	m_dot [kg/s]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %	
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs					
700	0,23	4,86	2,69	0,02	14,10	302,00	288,00	510,95	123,94	80 %	45 %	
1000	0,33	6,94	3,24	0,01	11,52	310,00	280,00	450,35	148,24	84 %	52 %	
1300	0,43	9,03	3,55	0,01	11,18	334,00	283,00	400,16	164,59	88 %	62 %	
1600	0,52	11,12	4,27	0,02	16,00	341,00	263,00	349,23	174,61	89 %	67 %	
1900	0,62	13,21	5,03	0,02	9,02	331,00	221,00	292,80	176,31	88 %	66 %	
2200	0,72	15,30	5,83	0,01	7,40	313,00	165,00	225,98	166,85	83 %	60 %	

Viftekarakteristikk for 1.gen uten diffusor											
OMEGA = 1100rpm											
V_dot [m3/h]	m_dot [kg/s]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs				
700	0,23	4,87	2,48	0,01	18,50	233,00	219,00	438,31	92,51	92 %	46 %
1000	0,33	6,96	3,07	0,01	16,51	243,00	214,00	386,16	116,57	92 %	51 %
1300	0,43	9,05	3,46	0,01	15,39	256,00	207,00	359,94	139,40	93 %	54 %
1600	0,52	11,14	4,09	0,01	14,26	266,00	192,00	316,66	152,08	92 %	56 %
1900	0,62	13,24	4,87	0,00	13,10	274,00	168,00	281,10	160,96	92 %	55 %
2200	0,72	15,36	6,08	0,00	12,18	267,00	123,00	227,23	157,03	89 %	48 %
OMEGA = 1350rpm											
V_dot [m3/h]	m_dot [kg/s]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs				
700	0,23	4,88	2,75	0,07	24,57	329,00	314,00	689,21	142,58	94 %	43 %
1000	0,33	6,96	3,47	0,02	21,98	344,00	315,00	624,96	186,89	93 %	47 %
1300	0,43	9,06	3,86	0,01	21,49	377,00	328,00	605,75	234,90	93 %	50 %
1600	0,52	11,14	4,27	0,01	18,98	388,00	314,00	541,33	258,00	93 %	54 %
1900	0,62	13,24	4,79	0,01	17,55	401,00	296,00	493,02	278,47	93 %	56 %
2200	0,72	15,33	5,58	0,01	15,66	397,00	255,00	423,92	279,98	93 %	56 %
2500	0,82	17,43	6,61	0,00	13,24	364,00	180,00	243,82	243,82	89 %	51 %
2800	0,92	19,53	7,72	0,01	12,61	327,00	95,00	211,37	201,28	82 %	37 %
OMEGA = 1600rpm											
V_dot [m3/h]	m_dot [kg/s]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs				
700	0,23	5,11	3,26	3,34	30,23	469,00	417,00	991,16	207,98	93 %	42 %
1000	0,33	7,00	3,21	0,19	27,68	476,00	445,00	926,87	278,61	92 %	44 %
1300	0,43	9,06	4,41	0,01	25,95	503,00	454,00	894,25	346,55	93 %	47 %
1600	0,52	11,14	4,61	0,01	23,86	530,00	457,00	813,77	391,20	92 %	52 %
1900	0,62	13,23	5,15	0,01	22,69	545,00	441,00	765,83	431,74	94 %	54 %
2200	0,72	15,33	5,61	0,01	21,26	604,00	423,00	709,23	463,43	94 %	56 %
2500	0,82	17,43	6,18	0,01	18,40	546,00	363,00	602,27	452,44	92 %	56 %
2800	0,92	19,53	7,81	0,01	15,71	516,00	285,00	472,44	407,54	90 %	54 %

Viftekarakteristikk for 1.gen med og uten diffusor

UTEN DIFFUSOR													
V_dot [m³/h]	V_dot [m³/s]	m_dot [kg/s]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Moment Nm	Eff_tot %	Eff_stat %
			inn	ut	inn	ut	Rel	Abs					
700	0,19	0,23	5,09	2,99	2,33	27,62	401,00	381,00	845,20	177,06	1,14	93 %	42 %
1000	0,28	0,33	6,96	3,77	0,07	25,65	431,00	401,00	822,63	245,23	1,58	93 %	45 %
1300	0,36	0,43	9,05	4,00	0,01	22,59	442,00	393,00	712,52	283,64	1,83	91 %	50 %
1400	0,39	0,46	9,74	4,12	0,01	22,20	448,00	391,00	697,83	295,22	1,90	92 %	51 %
1600	0,44	0,52	11,64	28,36	0,01	21,54	459,00	386,00	673,22	323,33	2,09	92 %	53 %
1900	0,53	0,62	13,24	4,95	0,01	20,56	478,00	373,00	635,19	358,99	2,32	93 %	55 %
2200	0,61	0,72	15,33	5,52	0,01	18,94	490,00	348,00	577,05	377,50	2,44	93 %	56 %
HSK FANS													

MED DIFFUSOR													
V_dot [m³/h]	Omega [rpm]	Cm [m/s] KUN		Cu [m/s] KUN		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %	P_stat kun vifte (abs) [Pa]	Trykkøkning/virkn.økning [Pa] [%]
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs						
1000	1480	6,650	3,448	0,451	19,191	389,000	361,600	526,300	204,011	72 %	49 %	358,000	-39,400 4 %
1300	1480	8,411	3,653	0,018	19,160	383,800	341,400	484,600	223,439	78 %	55 %	333,000	-51,600 5 %
1600	1480	10,357	4,180	0,012	17,596	375,200	311,200	440,400	232,079	84 %	60 %	305,000	-74,800 7 %
1900	1480	12,300	4,778	0,010	16,438	377,100	286,200	404,800	252,638	85 %	60 %	284,000	-86,800 5 %
												Snittøkning:	-63,150 5 %

Viftekarakteristikk for Flåkt og 1.gen uten diff. Omega = 1480rpm

Viftekarakteristikk for Flåkt og 1.gen uten diff. Omega = 1480rpm														
OMEGA = 1480rpm														
V_dot [m³/h]	V_dot [m³/s]	m_dot [kg/s]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	P_th Pa	Shaft Power W	Moment Nm	Eff_tot %	Eff_stat %
			inn	ut	inn	ut	Rel	Abs						
700	0,19	0,23	4,86	2,46	0,02	11,79	247,00	233,00	413,56	949,22	98,76	0,64	81 %	46 %
1000	0,28	0,33	6,94	3,17	0,01	10,57	270,00	240,00	393,82	816,56	121,45	0,78	85 %	55 %
1300	0,36	0,43	9,03	3,49	0,01	10,26	292,00	241,00	327,44	776,76	133,94	0,86	88 %	65 %
1400	0,39	0,46	9,73	3,75	0,01	10,33	295,00	235,00	314,31	763,50	137,59	0,89	89 %	67 %
1600	0,44	0,52	11,12	4,25	0,01	9,30	290,00	212,00	280,74	736,97	140,50	0,91	89 %	67 %
1900	0,53	0,62	13,21	5,05	0,01	7,56	274,00	164,00	221,24	697,17	136,65	0,88	85 %	64 %
2200	0,61	0,72	15,30	5,90	0,01	23,91	253,00	105,00	152,77	657,37	121,77	0,79	77 %	53 %
OMEGA = 1480rpm														
V_dot [m³/h]	V_dot [m³/s]	m_dot [kg/s]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	P_th Pa	Shaft Power W	Moment Nm	Eff_tot %	Eff_stat %
700	0,19	0,23	5,09	2,99	2,33	27,62	401,00	381,00	845,20	949,22	177,06	1,14	93 %	42 %
1000	0,28	0,33	6,96	3,77	0,07	25,65	431,00	401,00	822,63	831,63	245,23	1,58	93 %	45 %
1300	0,36	0,43	9,05	4,00	0,01	22,59	442,00	393,00	712,52	796,36	283,64	1,83	91 %	50 %
1400	0,39	0,46	9,74	4,12	0,01	22,20	448,00	391,00	697,83	784,60	295,22	1,90	92 %	51 %
1600	0,44	0,52	11,64	28,36	0,01	21,54	459,00	386,00	673,22	761,08	323,33	2,09	92 %	53 %
1900	0,53	0,62	13,24	4,95	0,01	20,56	478,00	373,00	635,19	725,81	358,99	2,32	93 %	55 %
2200	0,61	0,72	15,33	5,52	0,01	18,94	490,00	348,00	577,05	690,54	377,50	2,44	93 %	56 %
HSK FANS														
FLAKT WOODS														

Viftekarakteristikk for basisdesignet, med og uten diffusor														
Basisdesign ND2-09														
V_dot [m³/h]	Omega [rpm]	Cm [m³/s]		Cu [m³/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %			
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs							
700	1480	5,316	3,221	3,240	6,932	184,200	160,000	288,100	75,823	74 %	41 %			
1000	1480	7,189	4,111	0,022	11,050	180,300	149,300	271,800	95,307	79 %	44 %			
1300	1480	9,300	4,132	0,021	12,090	201,500	150,900	263,600	118,774	80 %	46 %			
1600	1480	11,440	4,556	0,027	7,510	217,800	141,200	235,300	138,174	76 %	45 %			
1900	1480	13,630	5,123	0,021	8,483	216,900	107,900	213,100	146,637	77 %	39 %			
Basisdesign ND2-09. Med diffusor														
V_dot [m³/h]	Omega [rpm]	Cm [m³/s]		Cu [m³/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %	P_stat kun vifte (abs) [Pa]	Trykkøkning [Pa]	Virkn.økning [%]
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs							
700	1480													
1000	1480	7,144	3,486	0,065	10,825	228,855	198,215	204,631	91,843	62 %	60 %	162,000	48,915	16 %
1300	1480	9,245	3,044	0,014	11,794	229,443	179,337	190,043	108,683	63 %	60 %	139,000	28,437	14 %
1600	1480	11,469	5,631	0,013	9,060	227,508	150,432	181,466	139,682	58 %	48 %	121,000	9,232	2 %
1900	1480	13,469	5,492	0,012	9,353	247,593	140,562	167,613	151,406	58 %	49 %	118,000	32,662	10 %
												Snittøkning:	29,812	11 %

Viftekarakteristikk for diverse design 1

ND2-11									
V_dot [m3/h]	Omega [rpm]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs		
1000	1480	7,180	3,479	0,028	11,930	181,900	150,900	256,700	91,486
1300	1480	9,318	4,940	0,018	11,010	189,500	138,400	256,100	121,164
1600	1480	11,390	4,701	0,016	7,642	205,600	129,400	222,500	137,550
1900	1480	13,630	4,996	0,017	10,940	213,800	104,000	208,500	144,846

ND3-11									
V_dot [m3/h]	Omega [rpm]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs		
1000	1480	7,188	3,016	0,025	12,200	186,800	156,300	246,800	90,356
1300	1480	9,275	7,061	0,017	6,360	176,500	125,200	244,200	124,346
1600	1480	11,460	4,976	0,010	9,338	196,000	116,300	220,000	132,956
1900	1480	13,650	6,063	-0,001	7,852	178,600	64,070	180,100	139,171

ND3-06									
Gir såpass dårlig resultat at det ikke er vits å kjøre hele viftekarakteristikken									
V_dot [m3/h]	Omega [rpm]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs		
1000	1480								
1300	1480	9,345	8,497	0,090	9,114	150,200	96,000	283,500	125,394
1600	1480								
1900	1480								

PD2-07									
V_dot [m3/h]	Omega [rpm]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs		
1000	1480	7,176	3,151	0,010	9,260	184,800	153,900	227,000	78,600
1300	1480	9,326	4,068	0,013	8,836	191,900	139,100	199,500	88,000
1600	1480	11,480	5,065	0,018	7,225	182,500	100,900	155,700	90,134
1900	1480	13,640	6,242	0,019	6,119	166,600	49,110	108,100	87,252

Viftekarakteristikk for diverse design 2

PD4-07, kurvet TE, uten inlet pipe

V_dot [m ³ /h]	Omega [rpm]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs				
1000	1480	7,245	2,928	0,567	9,473	198,000	164,100	240,100	81,072	82 %	56 %
1300	1480	9,303	3,633	0,061	8,944	203,100	148,600	212,400	90,190	85 %	59 %
1600	1480	11,430	4,626	0,029	7,619	189,000	104,300	162,100	86,119	84 %	54 %
1900	1480	13,580	5,617	0,024	6,505	165,000	42,750	103,000	70,543	77 %	32 %

PD6-07, mer motsatt kurvet TE

V_dot [m ³ /h]	Omega [rpm]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs				
1000	1480									#DIV/0!	#DIV/0!
1300	1480	9,569	3,686	0,234	7,991	188,600	130,800	186,100	83,787	80 %	56 %
1600	1480									#DIV/0!	#DIV/0!
1900	1480									#DIV/0!	#DIV/0!

Test av PD6-07, 1600rpm, 1300m³

1300	1600	9,555	3,840	0,155	8,950	231,600	175,000	245,800	112,141	79 %	56 %
------	------	-------	-------	-------	-------	---------	---------	---------	---------	------	------

Viftekaraktaristikk for diverse design 3

[illegible]

PD5-07, med spyd, uten rotasjon

V_dot [m³/h]	Omega [rpm]	Cm [m/s] inn ut	Cu [m/s] inn ut	P_stat [Pa] Rel Abs	P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %
1000	1480						#DIV/0!	#DIV/0!
1300	1480	9,347	0,007	8,927	193,700	142,100	202,400	88,219
1600	1480							
1900	1480							

PD7-07, mindre kurvet skovl

V_dot [m3/h]	Omega [rpm]	Cm [m/s] inn ut	Cu [m/s] inn ut	P_stat [Pa] Rel Abs	P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %
1000	1480	7,199 4,723	0,514 9,379	205,600 171,800	310,800	112,418	77 %	42 %
1300	1480	9,223 5,315	0,066 11,550	201,000 148,400	257,100	112,036	83 %	48 %
1600	1480	11,380 8,009	0,035 7,576	221,600 140,500	266,700	138,430	86 %	45 %
1900	1480	13,530 5,064	0,019 10,310	214,600 100,600	207,100	133,585	82 %	40 %

PD8-07, mellomtingen

V_dot [m³/h]	Omega [rpm]	Cm [m/s] inn ut	Cu [m/s] inn ut	P_stat [Pa] Rel Abs	P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %
1000	1480	7,178 2,998	0,008 9,224	188,300 157,300	231,200	79,629	81 %	55 %
1300	1480	9,339 3,665	0,010 8,695	197,800 145,500	206,800	90,497	83 %	58 %
1600	1480	11,430 4,525	0,019 7,657	194,700 115,200	169,200	94,468	80 %	54 %
1900	1480	13,660 5,569	0,020 6,522	175,600 60,170	117,100	89,604	69 %	35 %

Viftekarakteristikk for beste design, med og uten diff

Viftekarakteristikk for beste design, med og uten diff

PD5-07, motsatt kurvet TE, uten inlet pipe

V_dot [m³/h]	Omega [rpm]	Cm [m/s]		Cu [m/s]		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %		
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs						
1000	1480	7,249	2,939	0,560	9,449	197,900	164,000	240,100	81,071	82 %	56 %		
1300	1480	9,312	3,653	0,067	8,868	204,600	150,000	212,900	90,878	85 %	60 %		
1600	1480	11,440	4,616	0,034	7,606	190,600	105,600	162,700	86,169	84 %	54 %		
1900	1480	13,590	6,259	0,035	5,771	169,600	46,380	111,500	73,716	80 %	33 %		

Test av 1600rpm, 1300m3

1300	1600	9,324	3,603	-0,110	9,908	239,400	184,700	261,700	112,414	84 %	59 %		
------	------	-------	-------	--------	-------	---------	---------	---------	---------	------	------	--	--

PD5-07, motsatt kurvet TE, med diff

V_dot [m³/h]	Omega [rpm]	Cm [m/s] KUN		Cu [m/s] KUN		P_stat [Pa]		P_tot Pa	Shaft Power W	Eff_tot %	Eff_stat %	P_stat kun vifte (abs) [Pa]	Trykkøkning [Pa]	Virkn.økning [%]
		inn	ut	inn	ut	Rel	Abs							
1000	1480	7,223	2,891	0,113	9,049	217,900	186,100	214,000	78,403	76 %	66 %	158,000	22,100	10 %
1300	1480	9,363	3,644	0,194	8,357	219,800	164,700	189,900	86,949	79 %	68 %	138,000	14,700	9 %
1600	1480	11,442	4,572	0,030	7,367	190,700	107,700	147,800	86,402	76 %	55 %	104,000	2,100	1 %
1900	1480	13,586	5,625	0,030	6,470	186,800	66,770	99,680	78,193	67 %	45 %	54,000	20,390	12 %

Test av 1600rpm, 1300m3, med diffusor

1300	1600	9,377	3,647	0,208	9,430	21,400	206,600	238,700	106,376	81 %	70 %	?	21,900	11 %
------	------	-------	-------	-------	-------	--------	---------	---------	---------	------	------	---	--------	------

11.2 Vedlegg B: Script fra Matlab

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
HOVEDSCRIPT, master.m
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear all
clc
clf
close all

global a b
%beta2=30;
% beta1=30;
%b1=200;
b2=110;
d1=218;
d2=300;
Q=1548/3600;
omega=1350*2*pi/60; %rad/sek, REELL ROTASJONSHASTIGHETrho=1.2;
g=9.81;
motorsize=750;%watt

% strømlinje langs hub
a=110;
be=145;
start=d1/2;%d1/2;
stop=d2/2;%d2/2;
step=1;
h=180;%1.5*d2/2;
k=0;
count=1;
for i=start:step:stop
    x(count)=i;
    y(count)=k + (( 1 - (i - h)^2/(a^2) ) * be^2)^0.5;
    count=count+1;
end

n=15;

[R,Z] = linspacearc(x,y,n+1);

count=1;
for i = length(R):-1:1
    temp1(count)=R(i);
    temp2(count)=Z(i);
    count=count+1;
end

```



```

ns=30;
A=pi*d2*b2/(ns-1);
R=zeros(ns,n+1);
Z=zeros(ns,n+1);
b=zeros(n+1,ns-1);
R(1,:)=temp1;
Z(1,:)=temp2;

%Utløpsbrekk
brekkvinkel=5;%atand((Z(1,1)-Z(1,2))/(R(1,1)-R(1,2)))
for i = 2:ns
    R(i,1) = R(i-1,1)-(b2/(ns-1))*sind(brekkvinkel);
    Z(i,1) = Z(i-1,1)+(b2/(ns-1))*cosd(brekkvinkel);
end

%R(:,1)=temp1(:,1);
b(1,:)=b2/(ns-1);
%for i = 2:ns
%    Z(i,1) = Z(i-1,1)+b2/(ns-1);
%end
Z=Z';
R=R';

figure (1)
axis([0 300 0 300])
hold on

err=40;
areadec=(.95^15)^(1/n);%.95;
while abs(err)>38;
    areadec=areadec-(.1/n);%areadec-(.1/n);
for j = 1:ns-1
    A=pi*d2*b2/(ns-1);
    for i = 2:n
        A=A*areadec;
        alpha(i,j)=atand((Z(i-1,j)-Z(i+1,j))/(R(i-1,j)-
R(i+1,j)));
        R(i,j+1)=((R(i,j))^2-(A*sind(alpha(i,j)))/pi)^.5;
        b(i,j)=(R(i,j)-R(i,j+1))/sind(alpha(i,j));
%        Z(i,j+1)=Z(i,j)+((R(i,j)-R(i,j+1))^2+(b(i,j))^2)^.5;
        Z(i,j+1)=Z(i,j)+b(i,j)*cosd(alpha(i,j));
        if i == n
%            A=A*areadec;
            alpha(i+1,j)=atand((-Z(i+1,j)+Z(i,j))/(-
R(i+1,j)+R(i,j)));
            R(i+1,j+1)=((R(i+1,j))^2-
(A*sind(alpha(i+1,j)))/pi)^.5;
            b(i+1,j)=(R(i+1,j)-R(i+1,j+1))/sind(alpha(i+1,j));

```

```

%           Z(i+1,j+1)=Z(i+1,j)+((R(i+1,j)-
R(i+1,j+1))^2+b(i+1,j)^2)^.5;
           Z(i+1,j+1)=Z(i+1,j)+b(i+1,j)*cosd(alpha(i+1,j));
           [R(:,j+1),Z(:,j+1)] =
linspacearc(R(:,j+1),Z(:,j+1),n+1);
           end
           %[R(:,j),Z(:,j)] = linspacearc(R(:,j),Z(:,j),n+1);
           scatter(R(:,j),Z(:,j),5);
       end
end

b1=sum(b(n+1,:));
err=b2-b1
end

%Har nå lagd R, Z, b og alpha n+1 store. Kutter nå den siste
verdien.

RR=R;
ZZ=Z;
bb=b;
aa=alpha;
R=zeros(n,ns);
Z=zeros(n,ns);
b=zeros(n,ns-1);
alpha=zeros(n,ns-1);

for j=1:ns
    for i=1:n
        R(i,j)=RR(i,j);
        Z(i,j)=ZZ(i,j);
    end
end

for j=1:ns-1
    for i=1:n
        alpha(i,j)=aa(i,j);
        b(i,j)=bb(i,j);
    end
end

scatter(R(:,ns),Z(:,ns),5);
b(:,ns)=b(:,ns-1);

%Energifordeling
Rmeter=R/1e3;
bmeter=b/1e3;
localbeta=zeros(n,ns);

```

```

Rnede = d2/2/1000;
Roppe = Rnede - b2*sind(brekkvinkel)/1000;
Pflakt = 280;
Eflakt = Pflakt / rho;
Unede = Rnede*omega
Uoppe = Roppe*omega
cunede = Eflakt / Unede;
cuoppe = Eflakt / Uoppe;
beta2nede = atand(Q / (2*pi*Rnede*b2*(Unede-cunede)/1000))
beta2oppe = atand(Q / (2*pi*Roppe*b2*(Uoppe-cuoppe)/1000))

deltabeta2 = (beta2oppe - beta2nede)/ns;
beta2=zeros(ns,1);
beta2(1)=beta2nede;
for i = 2:ns
beta2(i)=beta2(i-1)+deltabeta2;
end

for i = 1:ns
    localbeta(1,i)=beta2(i);
end

%beta2=beta2+40;

for i = 1:ns
    for j = 1:n
        cm(j,i)=Q./((ns-1).*2.*pi.*Rmeter(j,i).*bmeter(j,i));
        U(j,i)=Rmeter(j,i).*omega;
    end
    betal(i)=atand(cm(n,i)./U(n,i));
    dbeta(i)=(betal(i)-beta2(i))/(n-1);
end

%Lineær betafordeling
% for i = 1:ns
%     for j = 2:n
%         localbeta(j,i)=localbeta(j-1,i)+dbeta(i);
%     end
% end

%Tredjegrads betafordeling
for i = 1:ns
    localbeta(:,i)=betafordeling(beta2(i),betal(i),n);
end

for i = 1:ns

```

```

    for j = 1:n
        cu(j,i)=U(j,i)-cm(j,i)./tand(localbeta(j,i));
    %       cu(j,i)=cu(j,i)*(21.6243/cu(1,1));
    end
end

for i = 1:ns
    for j = 1:n
        w(j,i)=cm(j,i)./sind(localbeta(j,i));
        Ucu=U(j,i).*cu;
        reldist(j,i)=Rmeter(j,i)./Rmeter(n,i);
    end
end

for i = 1:ns
    dG(i)=( (R(1,i)-R(2,i))^2+(Z(1,i)-Z(2,i))^2)^.5;
end

G=zeros(n,ns);
H=zeros(n,ns);
dTeta=zeros(n,ns);
G(1,:)=0;
%H(1,:)=0;
TEvinkel = 20;
Havst = b2 * tand(TEvinkel);

%BØY PÅ TE
faktor=0:(1/(ns+1)):1;
Havsti = Havst.*faktor.^.45;
TEvinkeli = (faktor.^.45).*TEvinkel.*pi./180;

for i = 1:ns
    H(1,i) = Havsti(i+1);
    dTeta(1,i) = TEvinkeli(i+1);
end

%RETT VINKEL PÅ TE
% H(1,1) = 0;
% for i = 2:ns
%     H(1,i) = H(1,i-1) - Havst/(ns-1);
% end
%
% dTeta(1,1)=0;
% for i = 2:ns
%     dTeta(1,i)=dTeta(1,i-1) + TEvinkel*pi/180 / (ns-1);
% end

```

```

%dTeta(1,:)=0;

for i = 1:ns
    for j = 2:n
        G(j,i)=G(j-1,i)-sqrt((-R(j,i)+R(j-1,i))^2 + (-
Z(j,i)+Z(j-1,i))^2);
        H(j,i)=H(j-1,i)-dG(i)./tand(localbeta(j,i));
        dTeta(j,i)=dTeta(j-1,i)+abs(H(j,i)-H(j-1,i))/R(j,i);
    end
end

% dTeta(1,1)=0;
% for i = 2:ns
%     dTeta(1,i) = abs(H(2,i)-H(1,i))/R(1,i);
% end
%
% for i = 1:ns
%     for j = 2:n
%         dTeta(j,i)=dTeta(j-1,i)+abs(H(j,i)-H(j-1,i))/R(j,i);
%     end
% end

plot (R,Z)
hold off

figure(2)
plot(H,G)

figure(3)
tetarad = dTeta;%.*pi/180
polar(tetarad,R)

[X,Y]=pol2cart(tetarad,R);

figure(4)
surf(X,Y,Z)
xlabel('x (R?!!)')
ylabel('y (H?!!)')
zlabel('z (G?!!)')

figure(5)
hold on
plot(reldist,cm(:,1),'blue');
plot(reldist,U(:,1),'red');
plot(reldist,cu(:,1),'yellow');

```

```

plot(reldist,w(:,1),'green');
plot(reldist,Ucu(:,1),'black');
hold off

%Spiralcase
By=400/1000;
Qspiral=linspace(0,1,101);
R0=d2/2/1000;
Rspiral=R0.*exp((Qspiral.*Q)./(By.*R0.*cu(1,1)));

coord=linspace(-180,180,101);
x=Rspiral.*cosd(coord);
y=-Rspiral.*sind(coord);
xx=R0.*cosd(coord);
yy=R0.*-sind(coord);

figure(6)
hold on
plot(x,y)
plot(xx,yy)
hold off

%Cu-S plot
for i = 1:ns
    S(1,i)=0;
    for j = 2:n
        S(j,i)=S(j-1,i)+sqrt((G(j,i)-G(j-1,i))^2+(H(j,i)-H(j-
1,i))^2);
    end
end

S;

for i = 1:ns
    count=1;
    for j = n:-1:1
        Sbackwards(count,i)=S(j,i);
        count=count+1;
    end
end

figure(7)
hold on
plot(Sbackwards(:,1),Ucu(:,1),'black');
hold off

```

```

%Energifordeling

for i = 1:n
    cusnitt(i) = sum(cu(i,:))/ns;
    cmsnitt(i) = sum(cm(i,:))/ns;
    Rsnitt(i) = sum(R(i,:))/ns;
    Usnitt(i) = sum(U(i,:))/ns;
end

count=0;
for i = n:-1:1
    count=count+1;
    temp(count)=cusnitt(i);
    temp2(count)=cmsnitt(i);
    temp3(count)=Rsnitt(i);
    temp4(count)=Usnitt(i);
end

cusnitt=temp';
cmsnitt=temp2';
Rsnitt=temp3';
Usnitt=temp4';

for i = 1:n
    E(i) = (Usnitt(i)*cusnitt(i) - Usnitt(1)*cusnitt(1));
    E_cu(i) = E(i) - .5*(cusnitt(i).^2);
    E_cm(i) = E_cu(i) - .5*(cmsnitt(i).^2);
end

figure(8)
hold on
plot(Rsnitt,rho*E)
plot(Rsnitt,rho*E_cm,'red')
plot(Rsnitt,rho*E_cu,'green')
hold off

P_tot1 = E(n-1)*rho % - E(1)*rho%Total pressure, Pa
P_static1 = E_cm(n-1)*rho % - E_cm(1)*rho%Static pressure, Pa
% efficiency1 = P_tot1*Q/motorsize
% efficiency1=P_tot1/P_tot1;
% reaksjonsgrad = P_static1 / P_tot1

count=-1;
for i=1:ns
    count=count+1;
    index=count*n;
    for j=1:n
        xcoord(index+j)=X(j,i);
    end
end

```

```

        ycoord(index+j)=Y(j,i);
        zcoord(index+j)=Z(j,i);
        rcoord(index+j)=R(j,i);
    end
end
coord = [xcoord' ycoord' zcoord'];
rcoord = [rcoord' zcoord'];
xlswrite('coord.xls',coord);
xlswrite('rcoord.xls',rcoord);

%Koordinater til hub (egentlig shroud)
start=111;%d1/2;
stop=d2/2;%d2/2;
step=1;
h=180;%1.5*d2/2;
k=2; %Slik at det blir "tett" mellom "hub" og skovler
count=1;
for i=start:step:stop
    hubx(count)=i;
    huby(count)=0;
    hubz(count)=k + (( 1 - (i - h)^2/(a^2))*be^2)^0.5;
    count=count+1;
end

count=1;
for i = 2:ns
    shroudx(count)=R(i,ns-1);
    shroudy(count)=0;
    shroudz(count)=Z(i,ns-1)-2;
    count=count+1;
end

shroud = [shroudx' shroudy' shroudz'];
xlswrite('shroud.xls',shroud);
%figure(13)
%plot(hubx,huby)

hub = [hubx' huby' hubz'];
xlswrite('hub.xls',hub);

figure(12)
for i=1:ns
    plot(localbeta(:,i))
hold on
end

for i = 1:ns-1
    for j = 1:n
        rprod(j,i)=R(j,i);
        zprod(j,i)=Z(j,i);
    end
end

```



```

    end
end
figure(13)
hold on
plot(rprod,zprod);
plot(hubx,hubz);
plot(shroudz,shroudz);
hold off

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
FUNKSJON 1, linspacearc.m
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function [x2,y2] = linspacearc(x,y,n)
m = length(x);
t = linspace(0,1,m);
ppx = spline(t,x);
ppy = spline(t,y);

dppx = pp_deriv(ppx);
dppy = pp_deriv(ppy);
integrand = @(tt) sqrt(ppval(dppx,tt).^2 + ppval(dppy,tt).^2);
arc_length = quadgk(integrand,0,1);
s = linspace(0,arc_length,n);

inv_arc_len = @(arc,est) fzero(@(u) (quadgk(integrand,0,u)) -
arc,est);
t2 = zeros(1,n);
t2(1) = inv_arc_len(s(1),0);
for i = 2:n
    t2(i) = inv_arc_len(s(i),t2(i-1));
end

x2 = ppval(ppx,t2);
y2 = ppval(ppy,t2);

function dpp = pp_deriv(pp)
% pp_deriv: derivative of piecewise polynomial (pp)

dpp = pp;
n = pp.order;
dpp.coefs = bsxfun(@times,n-1:-1:1,pp.coefs(:,1:n-1));
dpp.order = n - 1;

```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
FUNKSJON 2, betafordeling.m
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
function [beta] = betafordeling(betal,beta2,n);
% beta=[];
% beta(1) = betal;
% for x = 2:m
% beta(x) = beta(x-1) - (betal-beta2)/(m-1);
% end

%y = 30 - 0.01x^3
% y = a + b(x-c)^3
a = (betal + beta2)/2;
beta=[];
c = (n+1)/2;
b = (betal - a)/(1 - c)^3;
for x = 1:n
beta(x) = a + b*(x-c)^3;
end
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
DIFFUSORSCRIPT, bladlaus2.m
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
clear all
close all
clc
% l=1
% for x = 1:10
%     for y = 1:20
rho = 1.2;
cm0      = 4.006;
cu0      = 8.72;
r0       = 0.16;
b0       = 0.1;
bredde   = 0.11; %diff radius
A0       = 2*pi*r0*b0;
const    = cu0*r0;
Q = cm0*2*pi*r0*b0;
n = 0.005; % Innløp-----
cm=      [];
cu=      [];
alfa=    [];
```

```

r=          [];
tetta=      [];
c=          [];
fr = [];
banelengde = [];
iter = 30;

A = [];
cm(1) = cm0;
cu(1) = cu0;
r(1) = r0;
c(1) = sqrt(cu(1)^2 + cm(1)^2);
tetta(1) = 0;
b(1) = A0/(2*pi*r(1));
A(1) = 2*pi*r(1)*b(1);
banelengde(1) = 0;

%rør-analogi
imgr =          sqrt(2*r(1)*b(1));  %r som tilsvarer et rør
tet =          5;
%ekspansjonsvinkel(halvvinkel) ( grader)

i = 2;
while r(i-1) < r0+bredde
    cm(i) =          Q/(2*pi*r(i-1)*b(i-1)) ;
    cu(i) =          const/r(i-1);
    c(i) =          sqrt(cu(i)^2 + cm(i)^2);
    m =          (cu(i)/cm(i))*n;
    r(i) =          sqrt(m^2 + (n+r(i-1))^2);
    banelengde(i) =    banelengde(i-1) + sqrt(m^2 + n^2);
    b(i) =          ((imgr +
banelengde(i)*tand(tet))^2)/(2*r(i));
    tetta(i) =          tetta(i-1) + atan(m/(r(i-1) + n));
    A(i) =          2*pi*r(i)*b(i);
    alfa(i) =          atand(cm(i)/cu(i));

    i = i+1;
end

dp = rho/2*(c(1)^2 - c(i-1)^2)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

11.3 Vedlegg C: Fremdrift for HSK Fans

17.des.2009 Møte med TrønderEnergi Invest.

Initiativ: Ole Gunnar Dahlhaug

Tilstede: Tommy Olsen Ole Gunnar Dahlhaug og HSK.

- Presentasjon av HSK Fans
- Presentasjon av TEI

TEI har mål om å satse på ENØK. Er interessert i å følge opp HSK videre.

14.jan. Møte med TTO.

Tilstede: Eli Grong Aursand(TTO), Erik Wold(TTO), Ole Gunnar Dahlhaug og HSK

- Presentasjon av prosjektet for TTO. Og presentasjon av TTO for oss.
- Diskusjon om forretningsmodell.
- Rollefordeling og fremgang i prosjektet.

Resultater:

- Eli Grong Aursand blir kontaktperson/ansvarlig for HSK Fans i TTO.
- TTO vil gjøre en patenterbarhetsundersøkelse.
- HSK fans skal søke Take-off.

Oppsummerende mail fra Eli:

Hei,

Takk for et bra møte i dag.

Jeg har notert følgende aksjonspunkter:

1. Dere møter Trønder Energi Invest 26. jan. Vi blir gjerne med dersom møtet

blir flyttet til februar. Sørg for at dere har NDA på plass hvis dere skal presentere tekniske detaljer.

2. Påmeldingsfrist take-off er 25. januar. Dere følger opp med søknad og kontakt med Morten Frøset. Henvis gjerne til Erik eller meg hvis de har spørsmål om caset.

3. Patenterbarhetsundersøkelse og møtetidspunkt følges opp av Eli.

4. Dere båndlegger prosjektoppgaver og masteroppgaver.

Datoer for Take-off er:

Introduksjonskurs 17.-19. februar

Idéutviklingsseminar 7.-12. mars

Oppfølgingsseminar 28. april

Vi møter TrønderEnergi Invest 22. januar.

Jeg kommer tilbake til dere med møtedato for patenterbarhetsvurdering.

Med vennlig hilsen

Eli

25.jan. Midt-Norge Take-Off våren 2010

Søknad om å bli med i konkurransen er sendt.

26.jan. Møte med TrønderEnergi Invest

Initiativ: TEI

Tilstede: Tommy Olsen, Hans Christian Steen, Håkon Welde, Ole Gunnar Dahlhaug og HSK

- Presentasjon av prosjektet. Prosjektstatus.
- Diskusjon om marked og forretningsmodell.
- Mange ubesvarte spm fra TEI angående potensial for energibesparelse, markedsstørrelse og viftemarkedet(aktører, pris etc)
- Forslag om å kontakte ENOVA.

TEI er interessert i å vite mer om ENØK-bransjen. De vil gå videre med å undersøke om det finnes en markedsundersøkelse på viftemarkedet i Norge og verden. Evt bestille en undersøkelse?

"5% reduksjon i energiforbruket er garantert butikk, men hvordan?"

Hans Christian Steen blir kontaktperson for HSK.

02.feb. Møte med TTO.

Tilstede: Eli Grong Aursand(TTO), Hans Christian Blom (TTO) og HSK
Møte på i morgen onsdag klokken 09.30, samkjøre med Eli i forhold til TEI.

Presenterte prototypene og kort om teori bak for HC med tanke på patentering. Testresultater fra FW-vifte er positivt mtp patentsøknad. Diverse spørsmål fra HC angående design og idè. Viste luftaggregat. Konseptet med helt ny vifte/aggregat/diffusor (VAD I) kan man se på senere, nok å ta tak i idag.

Eli foreslår noe uanstendig til møtet i morgen. Punkt til presentasjon:

- Hva er nytt
- Hva er problemet, behovet
- Status per 3.2
- Vilje i systemet

Positivt inntrykk av HC. "Vi virker mer oppadgående enn mange han har møtt" :)

3.feb. Møte med TTO og TrønderEnergi Invest hos TTO

Initiativ: TTO

Sted: TTO

Til stede: Eli Grong Aursand, Hans Christian Steen og HSK

Eget inntrykk: Både TTO og TrønderEnergi Invest (TEI) virker svært interesserte og motiverte *dersom* vi får gode testresultater fra første prototyp.

Under følger en mail med møtereferat fra Eli:

Hans Christian, Sondre, Halvor og Kjell Erik,
tak for et bra møte i dag! Jeg tror TrønderEnergi er en meget spennende og riktig partner for NTNU/Studentene i dette prosjektet.

Oppsummering:

- HSK Fans sin teknologi ligger innenfor fokusområdet til TrønderEnergi Invest.
- TrønderEnergi ønsker kvantitativt fysiserbare målinger på

energieffektiviseringspotensialet som input til en mulig markedsundersøkelse.

- Hvis testene gir positive resultater kan TrønderEnergi Invest gi finansiell og faglig støtte til å få gjennomført en markedsundersøkelse.

Finansiering av prosjektet:

Fase 1 (høst 2009): NTNU, 200k

Fase 2: (vår 2010): Mulig delt finansiering/innsats mellom NTNU (teknologiutvikling), TTO (patentundersøkelse), TrønderEnergi Invest (markedsundersøkelse), Enova (prototyp)

Oppfølgingspunkter:

- Skaffe målinger fra test, prototyp 1 (studenter)
- Holde TrønderEnergi og TTO oppdatert på resultater (Kjell Erik)
- Enkel beregning av energisparepotensial basert på tester (studenter)
- Avtale nytt møte mellom studenter og TrønderEnergi (Eli)
- Planlegge møte med Enova (TrønderEnergi, TTO og studenter i nytt møte)

Vi snakkes!

Eli Grong Aursand

Project manager

NTNU Technology Transfer as

Klæbuveien 153

N-7491 Trondheim

18.feb. Søknad til Venture Cup 2010

Søknad om å bli med i konkurransen er sendt.

19. mai. Møte med HSK og Ole Gunnar Dahlhaug

Til stede: Halvor Haugsvold, Sondre Nenseter, Kjell Erik Lie, Ole Gunnar Dahlhaug

Etter flere tester med negative resultater fra laben og manglende fremgang i

arbeidet med å øke virkningsgrad til vifte i Ansys CFX ble det bestemt å avholde et møte for å bestemme veien videre for HSK.

Resultatene så langt ble diskutert og det ble konkludert med at man innledningsvis kanskje hadde vært noe optimistiske i målsetningen. Det har ikke lyktes å designe en vifte som har bedre virkningsgrad enn Fläkt Woods til dags dato. Arbeidet fremover med å komme dit ser lang og møysommelig ut.

Alle tre studentene har fått seg jobb fra høsten av og er lite lystne på å satse videre siden det tekniske grunnlaget er såpass tynt. Arbeidet med å designe en ny diffusor som enkelt kan monteres på vifter har kommet et steg videre og det er blitt designet en 2. generasjons prototype.

Det blir bestemt å ikke satse på videre på å utvikle ny vifte men døren for en ny diffusor holdes åpen. Skal man satse videre på dette foreslås det å involvere Innovasjon Norge, beholde TTO og avslutte samarbeidet med TrønderEnergi Invest siden Innovasjon Norge muligens vil kunne stille med kapital til utgifter til markedsanalyse.

Det foreslås også å ta kontakt med vifteprodusent Fläkt Woods og høre om muligheten for selge rettigheter til dem. Det bestemmes å forhøre seg med TTO om det er mulig å få patent på den nye designen som skiller seg vesentlig fra den gamle.

Senere på dagen blir det funnet patent på tilsvarende diffusor utstedt i 2006. Det blir bestemt å legge ned det videre arbeidet med HSK Fans.

11.4 Vedlegg D: Rapport fra TTO om patentundersøkelse

note

case: Circular diffuser

to: Eli Grong ; Knut Jørgen Egelie

from: Hans-Christian Blom

date: 19.03.2010

Brief Note regarding patentability.

Summary.

The present invention relates to a fan/diffuser assembly in which the fan is constructed according to a design which is greatly inspired by corresponding water turbines, and in which a circular diffuser assembly is arranged on the peripheral of the fan, in which the diffuser is a vaned diffuser with vanes arranged for receiving air from the fan blades at an angle being very close to zero. This will result in very little loss, and the diffuser is arranged for transforming kinetic power to static pressure, and thus to improve the fan efficiency. The result is a better working fan, particularly well adapted for ventilation purposes. The diffuser is a split in two for ease of assembly, and may also be mounted by itself on fans.

Discussion

A very large number of relevant patents have been found in the field describing a number of the elements that the inventors have envisaged. The reason behind this is that although there has not been that much use of advanced aerodynamic diffusers and fans in the ventilation industry, due to cost, there has been a need for very efficient fans and diffusers in other technological areas. This has resulted in that diffusers have been optimised as has fans. Furthermore as the inventors themselves have been aware of, there is a cross-over between the fields of water turbine technology and air technology, and quite a few of the design details from one area of use may serve in the other. Evidently there are some differences between the gas blown in a fan and the water which drives a turbine, but at least some of the areas overlap at least to a certain extent.

It is not at all simple to identify what is the closest prior art, but beginning with the vaned diffusers I have identified a number of patents which would seem to be of great interest.

US3973872 might be one of the documents found being very close to what the inventors have described. Both in shape and in action this patent application would seem to describe quite a few of the elements that are proposed in the present invention. It shows a complex vaned diffuser assembly and provides a detailed discussion of its benefits. There is **US3778186** describing a quite complex diffuser, achieving some of the main goals. **US3778186** is again very close to what is described in the invention, although applied to compressors as is **US3876328** and **US3743436**. The last has a so-called pipe diffuser configuration.

US5417547 closely resembles what has been shown in the present invention. This patent describes and discusses vaned diffusers for use in ventilators. Although quite complicated this patent is very interesting as it also shows (see fig 16 and 17) a number of vane configurations which in my opinion are very close to being novelty destroying, that is will hinder the possibility of the invention being patented. In particular fig 17 has a configuration which looks quite a bit like the one according to the present invention. Given that the purpose of the patent as described here closely resembles that of the present invention there is a problem with respect to patentability. From the same patent there is cited JP58-93999 which describes a combined vaned and non-vaned circular diffuser.

US4302150 cites no less than 20 patent applications being relevant to circular diffusers, of which a few are added here. In itself it is very relevant, and shows a combined vaned/vaneless diffuser. The grooves are different in shape, but the discussion in this patent regarding how to assemble a diffuser (as discussed also in US4022541) the discussion of the prior art, as well as the discussion of flows etc etc makes this document very interesting reading. There is also a brief discussion of three dimensionally shaped grooves.

One of the reasons why there are so many diffusers in the field is the following (cited from **US4431374**) "The diffuser of a turbine engine distributes the pressurized gas flow from the turbine compressor to the combustor of the turbine.

It is important that the diffuser obtains a high static pressure recovery and that the high velocity energy head produced by the compressor impeller is preserved from the pressure losses due to friction so that the total pressure of the gas is maximized as it reaches the combustor.

As the total pressure recovery from these two pressure components increases, the efficiency of the turbine engine is increased." The document moves on to show various methods of achieving just this.

Again in **US4465947** there is a rather elegant design, and discussion of why static pressure is so important in the movement of gas through such systems. See fig 7 and the discussion in paragraph 2.

It is important to note that although the field of interest with respect to the present invention lies in ventilation, one can easily transfer the idea of using a device as described in the patents above to ventilate a building. It would be vastly uneconomical, but from a patent point of view this has no relevance. In the patent world, we need to ask the question "Given the problem faced by the person skilled in the art, here defined as being how to achieve the greatest possible static pressure at the outlet of the ventilation system, how would you achieve this?" The answer in the patent above **US4465947** showing a vaned circular diffuser would achieve this goal, and is thus known.

A subclass of the vaned diffuser is the variable vaned diffuser of which I have found quite a large number. One of them is shown in **US20020176774** in which you have a modern variable vaned circular diffuser. **US5683223** shows a similar approach relating to turbomachinery for instance shows vanes which may be regulated such that surges may be controlled.

There are also multiple vaned diffusers such as in **US4877373** in which there is shown a diffuser having secondary vanes in order to further straighten the flow. Looking at the Japanese patent **JP53119411** as an example, one can see a double layer of vanes.

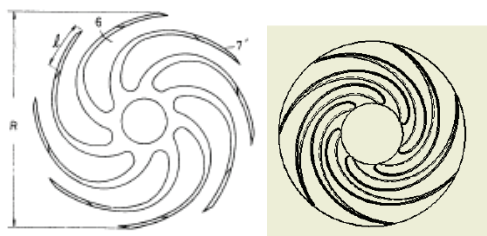
Fläkt have their own design which is simpler than the one shown in the present invention, but is clearly directed towards precisely the same application. In **EP1039142** they also present flow profiles and the like showing that the problem has been thought through and discussed.

Alot more complicated than this design is the one shown in **US20050111974** in which there is shown For some specialised applications there is also need for diffusers, in **US3964837** there is shown a diffuser for use in supersonic applications in which the vanes are specifically tailored to handle a flow being both supersonic and subsonic. The diffuser is realised according to the observation that air leaving the impeller blade does not necessarily need to be either supersonic or subsonic, but can rather be both according to position. In order to handle this adequately there is need for diffuser vanes having special profiles.

US2005141988 describes a vaneless diffuser in which the circumference around the fan has a gradually decreasing cross-section such that the fluid is retarded and the static pressure is increased. There are a number of differences between the technology as in the present invention and in this patent application, the main one being that the diffuser according to the present invention has vanes, and said vanes serving a useful purpose. My guess would be that this diffuser has an advantage in being easy in production, but that it is less effective.

US5266003 describes a compressor for industrial use in which the compressor is intended for the production of liquefied air. In this patent one focuses on the collector about the diffuser, aiming to increase the effectiveness of the circular vaned diffuser as such.

Regarding one of the advanced designs of the report I have seen please make a note of **JP57212399** in which you have the following fan design:



It is quite similar to the figure at the right which is taken from the report, although I presume there to be major technical differences.

The fan itself does not seem to be new, and alone I do not consider the fan to be inventive. This is based on the inventors comments, and also based on what I have seen in the art. The diffuser itself would not either seem to be new by itself, however there is a possibility of the fan and diffuser assembly to be novel. With respect to inventiveness there is a problem due to the large amount of patents in the field. In my opinion the sheer number of patents in the field makes it more or less impossible to get a broad patent. However on a positive note, if it were possible to show that the assembly worked better than any other fan diffuser assembly, and that this was due to a technical effect, a patent should not be so difficult to get. Such a patent would need to be quite narrow.

There is surely patents extent which I have not considered. The field is very heavily patented, resulting in that there might be prior art which is even closer than what I've found.

Furthermore, given the number of patents which are quite old in the field, there is a good chance that freedom to operate should be OK. An option to filing for patent would be to actually file for a design patent protection such that no one could copy the design so easily. If a decision is taken that IP is needed, this is an option that could be pursued.

Lastly I would very much like to emphasise that although it will in my opinion prove quite difficult to obtain patentable IP, this does not in any way lessen the achievement in the design of the assembly.

Conclusions:

1. **A broad patent will not be possible to achieve.**
2. **A very narrow patent might be possible, but there will be difficulties. Such a patent would probably necessitate combining the diffuser and the fan.**
3. **All comments are welcome, and we would greatly appreciate the inventors considering and commenting upon our findings.**

11.5 Vedlegg E: Rapport fra Entreprenørskolen ved NTNU

Konfidensielt

September 2009



ES '11

HSK FANS

Syretest 3 | Gøran Berntsen, Andreas Bertheussen, Bård Gamnes,
Eldri Coll Mossige, Robert Haarstad

SAMMENDRAG

Drift av vifteenhetene til ventilasjonsanlegg i næringsbygg står for 15-20 % av byggets totale energiforbruk. Fokus på energisparing har ført til skjerpede krav til ventilasjonsanlegget og skapt et ønske om effektivitetsforbedring. Hoveddrivkraften er økonomisk gevinst, og nye EU-direktiv om energimerking av bygninger er med på å forsterke dette fokuset.

Høyere effektivitetsgrad på vifteenhetene gir lavere energikostnader for eieren av et nytt bygg. Eierens ønske forplanter seg gjennom en rekke aktører til vifteprodusenten som må tilby bedre løsninger. Utover effektivitetsgrad er det også et potensiale for å redusere støy og i tillegg minske aggregatstørrelsen gjennom mer effektive vifter.

En vifteenhet består av en vifte med en spesialtilpasset motor som driver viftebladene rundt. Dagens effektivitetsgrad på vifteenhetene ligger på rundt 70 %. Inspirert av turbiner fra vannkraftindustrien vil HSK Fans redesigne vifteenheten og tilby høyere effektivitet.

HSK Fans består i dag av tre NTNU-studenter, med professor Ole Gunnar Dahlhaug som veileder. De jobber med å utvikle et design som vil danne grunnlag for utvikling av en prototype. Denne skal bygges våren 2010 dersom høstens arbeid viser seg lovende.

Det totale markedetpotensialet for leveranse av vifter til ventilasjonsanlegg er anslått til å være i underkant av 150 MNOK årlig i Norge og er i dag dominert av to store aktører; Fläkt Woods og ebm-papst. Disse leverer vifter til de største ventilasjonsleverandørene i Norge.

Det økonomiske potensialet ved en vellykket oppstart ligger rundt 23 MNOK årlig i omsetning i Norge, og i Europa ligger det økonomiske potensialet rundt 600 MNOK. Finansieringsbehovet vil i utviklingsfasen ligge på rundt 1 MNOK og i kommersialiseringsfasen på 5-10 MNOK.

For at produktet skal være levedyktig på dagens marked må en del krav tilfredsstilles. Virkningsgradens må forbedres med 20%, prisen må ikke øke med mer enn 20 % og designet må foreligge innen juni 2010. I tillegg kan vifta ikke ha høyere støynivå enn dagens gjennomsnitt på ca 30 dB og må ha like god levetid som konkurrentenes produkter.

INNHALDSFORTEGNELSE

Sammendrag.....	2
Innholdsfortegnelse.....	3
Produkt	4
Definisjoner	4
Bakgrunn.....	4
Produktbeskrivelse	4
Status på prosjektet.....	4
Innovasjonshøyde.....	4
Beskyttbarhet	5
Skalerbarhet	5
Alternative anvendelsesområder	5
Marked	5
Trender	5
Segmentering.....	6
Næringskjeden.....	6
Inngangsbarrierer	7
Konkurrenter	7
Kunden.....	7
Kundenytt	8
Kjøpskriterier og Krav til produktet	8
Organisering	8
Idéhavere	8
Komittment og ambisjoner.....	8
Entreprenørskolens rolle	9
Forretningsmodeller	9
Økonomi	10
Overordnet økonomisk potensiale	10
Kapitalbehov	10
Vår anbefaling.....	11
Fordeler	11
Ulemper	11
Vedlegg	12
Kostnadskrav med utgangspunkt i energi og investering	12
Liste over konkurrenter og potensielle kunder	13
Kontaktlogg.....	14

PRODUKT

DEFINISJONER

Et ventilasjonsanlegg består av rørsystemer og ventilasjonsaggregat (VA), og i ventilasjonsaggregatet finner man vifteenheten (VE). VE består av viftebladene og motoren som driver dem. Det er hele VE som skal redesignes og forbedres.

BAKGRUNN

En uforholdsmessig stor andel av den totale energibruken i yrkesbygg går med til drift av VE i ventilasjonsanlegg (15-20 %)¹. Her er potensiale for store innsparinger på strømutgifter og markedet etterspør energieffektive ventilasjonssystemer. Det nye bygningsenergidirektivet innfører strengere krav til energibruk i bygninger, noe som øker miljøfokus ytterligere. Markedskravene til energieffektivitet er jevnt over strengere enn de lovpålagte kravene. Ventilasjonsvifter har til nå blitt designet med et utpreget fokus på å presse produksjonskostnadene ned, noe som har gått på bekostning av virkningsgraden til viftene. I lys av behovet for energieffektive bygg har denne prioriteringen nå skapt et krav om forbedring.

PRODUKTBESKRIVELSE

Produktet er en oppdatert utgave av vifteenheten. Forbedringspotensialet i aerodynamikken til vifta skal utnyttes slik at virkningsgraden forbedres med 20 %, og strømforbruket til ventilasjonsaggregatet vil dermed reduseres uten at ytelsen blir påvirket. En økning av effektiviteten på 20% i VE vil medføre at energiforbruket til VA reduseres med 6-7 %².

Det optimale skjæringspunktet mellom tolerert økning i produksjonskostnader, akseptert prisforhøyning og økt effektivitet må finnes for at produktet skal få innpass på markedet.

STATUS PÅ PROSJEKTET

Tre femteårsstudenter skriver prosjektoppgave om produktet. Frem til jul skal de teste en vifte fra Fläkt Woods (FW) og finne virkningsgraden på denne. Samtidig skal de utvikle en forbedret vifte som det skal kjøres CFD-simuleringer³ på. Første milepæl er ved prosjekttinnlevering i desember. Andre og mest sentrale milepæl er juni 2010, da skal masteroppgaven leveres. Dersom produktet er utviklet tilstrekkelig og markedspotensialet vurderes som stort nok, vil de forsøke å ta produktet videre til en kommersialiseringsfase.

INNOVASJONSHØYDE

Ideen er fortsatt på et tidlig stadium, og det endelige produktet er ikke definert ennå. Innovasjonshøyden vil avhenge av tilvirkningsmetode, teknologien og utformingen til produktet når det er ferdig utviklet. I alle tilfeller er det slik at de aerodynamiske prinsippene bak vifta som HSK Fans skal lage ikke er noen hemmelighet - nyvinningen

¹ Sintef rapport: "Nye energikrav. Tilleggsanalyser. Underlag for revisjon av forskriftskrav til bygningers energibehov", http://marinteksolutions.com/upload/Byggforsk/A05207_Nye%20energikrav-Tilleggsanalyser.pdf

² Ole Gunnar Dahlhaug

³ Computational Flow Dynamics

ligger i å overføre teknologi og designprinsipper fra vannturbiner til vifteblader. Innovasjonshøyden vil derfor trolig være forholdsvis lav.

BESKYTTBARHET

Siden innovasjonshøyden antakelig vil være lav vil det være vanskelig å patentere det endelige produktet. Det som eventuelt kan være patenterbart er en eventuelt ny produksjonsmetode som kan flytte skjæringspunktet mellom aerodynamikk og produksjonskostnad i en positiv retning. Det er likevel ikke gitt at å patentere en slik produksjonsmetode er gunstig - det kan være fordelaktig å holde den hemmelig for å sikre et konkurransefortrinn. En annen mulighet som bør vurderes er å designbeskytte selve utformingen av viftebladet. Å sende en slik søknad koster lite, men det er verdt å merke seg at designbeskyttelser kan være både vanskelige og kostbare å forsvare.

SKALERBARHET

Vifter til ventilasjonsaggregat er et standard produkt med tanke på form. Det vil ikke bli snakk om noen skreddersøm av vifter, og selskapet vil kunne konsentrere seg om masseproduksjon. Det kan enkelt produseres vifter med forskjellig kapasitet basert på de samme tekniske prinsippene. Produktet må derfor kunne betegnes som skalerbart i stor grad.

ALTERNATIVE ANVENDELSESOMRÅDER

Prossessorer, grafikkort og strømforsyninger i datamaskiner er alle elementer som utvikler mye varme, og alle disse har som regel egne dedikerte vifter for å kjøle ned komponentene. Viftene som benyttes i dag er enkle, så et forbedret viftedesign vil trolig også være ideelt her. Store prosessvifter til industrien og vifter til varmepumper og airconditioning er andre områder hvor man kan se på mulighetene som HSK-viftene gir.

MARKED

TRENDER

Kravene til energieffektivitet i bygninger blir stadig strengere. Dette reflekteres i en ventilasjonsbransje som blir mer og mer opptatt av energieffektivitet. Teknologien i VA har i flere tiår vært mer eller mindre uendret, med unntak av VE hvor det har vært litt endringer de siste årene. Likevel etterspør markedet stadig forbedringer på VE.

"Markedet er veldig klart for nytt viftedesign, og hvis du har noe som passer her i nybygget er det bare å ringe!"
-Geir Vangsnes, ansvarlig for ventilasjonsanlegget på Gardermoen, om nybygget på 300 000 m²

EUs bygningsenergidirektiv ble vedtatt i EU i 2003 og skal bidra til å øke energieffektiviteten i den europeiske bygningsmassen. Basert på dette direktivet har Odelstinget vedtatt en lovendring som trer i kraft i januar 2010, og som vil kreve at alle nybygg i Norge energimerkes samt at det utføres en energivurdering av alle tekniske anlegg i bygninger. Jevnt over er kravene fra markedet i dag allerede strengere enn de lovpålagte kravene for energieffektivitet. Slik energimerking av bygninger vil bidra til å ytterligere øke bevisstheten rundt dette, spesielt siden et nybygg som bygges etter dagens forskrifter kun bli klassifisert som klasse C innenfor den nye energimerkingsordningen.⁴

⁴ Klassifiseringssystemet strekker seg fra klasse A til G, hvor A er mest energieffektiv.

I klimaforliket av 2008 foreslås det at passivhusstandarden⁵ skal være normert nybyggstandard i Norge innen 2020⁶. I passivhus er ventilasjonsanlegg påkrevd (5)⁷, ettersom vegger og skjøter er tette. Økt passiv byggmasse medfører økt etterspørsel etter VA, og dermed VE.

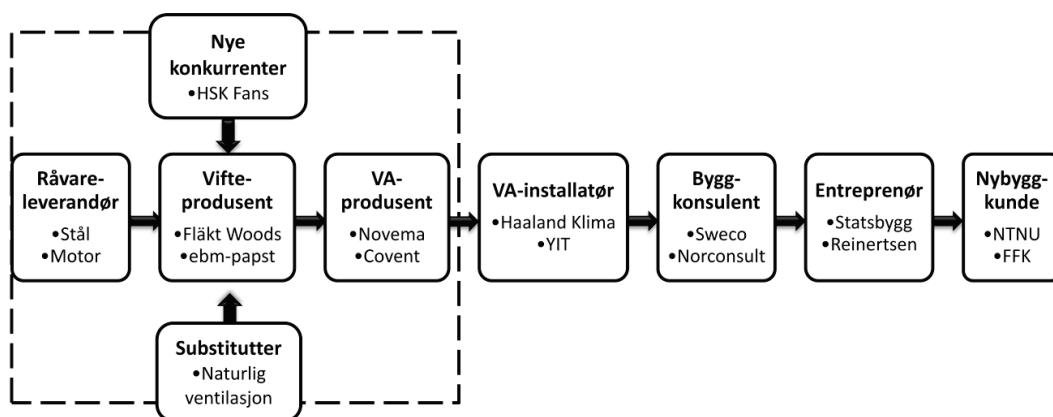
SEGMENTERING

Kundene til HSK Fans vil være produsenter av VA. Man kan skape et skille mellom de VA-produsentene som leverer til bolighus og de som leverer til næringsbygg. HSK Fans vil primært rette seg mot det segmentet som omfatter forretningsbygg, industribygg, institusjonsbygg og undervisningsbygg fordi det der stilles store krav til energiforbruk og arbeidsmiljø.

Bolighussegmentet kan være interessant i framtiden. Når kravene til energisparing i dette segmentet blir større, og passivhusstandarden blir utbredt, vil mer effektive ventilasjonsvifter være et av tiltakene som boligeiere vil vurdere.

Når HSK Fans lykkes i hjemmemarkedet, vil det være naturlig å se på tilsvarende segmenter internasjonalt. Her er det først og fremst Europa som skiller seg ut, siden fokuset på energisparing er større innenfor EU enn i resten av verden.

NÆRINGSKJEDEN



Porters fem krefter

Figur 1: Næringskjeden og Porters fem krefter

⁵ Passivhus er bygg med svært lavt energiforbruk, der oppvarmingsbehovet kan være redusert med så mye som 90 prosent. Passivhus får energimerkeklasse A.
http://www.regjeringen.no/nb/dep/md/aktuelt/taler_artikler/ministeren/erik_solheim/2009/klimapolitisk-redegjorelse-for-storting.html?id=560864

⁶ <http://arkitektturnytt.no/2008/04/passivhus-i-norden.html>

⁷ http://www.sintef.no/upload/Veileder_lavenergihus.pdf

Næringskjeden for ventilasjonsanlegg er lang og komplisert, og vifteprodusenter er som vist i figuren plassert tidlig i kjeden. Byggentreprenøren vil på oppdrag fra en byggekunde gå til et konsultentselskap og be om et ventilasjonssystem. Konsulenten lyser da ut et anbud ut fra krav de blir enige om med byggherren. Anbudene går til VA-installatør som igjen går til VA-produsent og spør om tilbud. Tilbud vil så gå oppover igjen i kjeden, til konsulenten som tar et valg og leverer en komplett løsning til byggherren.

Det er produsentene av ventilasjonsaggregater som tar den endelige avgjørelsen om hvilke vifter de benytter i sine aggregater. Det er likevel verdt å merke seg at leddene etter produsent har vist stor interesse for forbedrede vifter når de har fått informasjon om HSK Fans. Dersom byggkonsulenter og -entreprenører kan bli overbeviste om at HSK Fans vil gi lavere energikostnader og en bedre miljøprofil, kan det være mulig å skape en pull-effekt i næringskjeden.

INNGANGSBARRIERER

Kundene kjøper i dag etter behov og har sterk forhandlingsstyrke grunnet prisdrevet konkurranse hos vifteprodusentene. Å komme inn som en ny aktør på et prisdrevet konkurransemarked kan skape vanskeligheter med å få høy nok margin til å overleve dersom man kun vil konkurrere på pris alene.

Andre mulige inngangsbarrierer kan være manglende kontaktnettverk i bransjen, manglende distribusjonsnettverk, eksisterende serviceavtaler og etablerte produksjonsstandarder hos VA-produsenter, og sertifiseringsproblemer. Opplevde byttekostnader for kunden vil også kunne hindre tilgang til markedet ettersom de etablerte aktørene har bygget opp gode relasjoner til kundene.

Tilstrekkelig finansiering er en helt avgjørende faktor for at HSK skal kunne starte produksjon.

KONKURRENTER

Det finnes flere store produsenter av vifter til ventilasjonsaggregat i dag. Ledende blant disse i Europa er Fläkt Woods, som i tillegg til å levere vifter til ventilasjonsaggregater også leverer ferdige aggregater. Andre store leverandører av vifter er ebm-papst og Gebhardt. HSK Fans vil havne i direkte konkurranse med disse tre. De utgjør potensielle trusler, da de forholdsvis enkelt vil kunne kopiere HSK Fans sine vifter og bruke sine overlegne ressurser til å tvinge HSK Fans ut av markedet. FW er klar over at viftene de produserer ikke er aerodynamisk perfekte, men har ikke hatt noe insentiv til å forbedre designet, noe de vil få dersom HSK Fans begynner å stjele markedsandeler. Selv om HSK Fans klarer å få noen form for designbeskyttelse av sin vifte er det overhengende sannsynlig at konkurrentene vil klare å komme tilbake med vifter med tilsvarende egenskaper. Dette er noe HSK Fans må være klar over før de går inn i markedet. Et viktig element blir å få en first mover-advantage, ved at de er først inn på markedet med et vesentlig forbedret produkt.

KUNDEN

Den direkte kunden vil være produsenter av aggregater. I Norge er Novema, Covent og Flexit blant de største, men det finnes også flere små aktører. Det varierer litt hvor sterke bånd disse har til sine underleverandører i dag. Novema kjøper per i dag kun vifter fra FW, Covent kjøper fra både ebm-papst og FW, mens Flexit plukker fra markedet det som til enhver tid passer best for systemet de skal bygge.

KUNDENYTTTE

Kundenytten til aggregatprodusentene vil ligge i at de kan tilby mer energieffektive vifter til sine kunder. Dette vil være nyttig for våre kunder siden det øker kvaliteten på deres produkter. Ettersom det er sluttbruker som betaler for energien viften bruker og kan påvirke valg av VE, vil det være nødvendig å overbevise han om at HSK Fans er energibesparende og derfor et bedre alternativ i byggeprosessen. Fokuset kan også rettes mot miljøgevinsten dette gir. Økt kapasitet på vifta kan gjøre aggregatene mindre, noe som kan være en kundenytte for kunder som ønsker plassbesparende ventilasjonssystemer. Dersom det blir mulig å gjøre en forbedring på støy vil dette også kunne ha en nytteverdi for nisjekunder med spesielt behov for stillegående systemer.

KJØPSKRITERIER OG KRAV TIL PRODUKTET

Ettersom HSK Fans er i idéfasen er det mer hensiktsmessig å stille krav til det ferdige produktet, enn å gjøre vurderinger basert på estimater om spesifikasjonene. Ut fra vurderingene i denne testen finnes følgende krav til spesifikasjonene på vifta:

- **Økning i virkningsgrad med 20%:** Det er nødvendig med en betydelig endring fra dagens løsninger ettersom HSK Fans ikke skal konkurrere på pris, men heller differensiere seg i markedet. Dahlhaug mener at 20% forbedring er lett oppnåelig, og den beste teknologien til FW hadde en endring på 10% da den kom som ble sett på som revolusjonerende.
- **Prisøkning på maksimalt 20%:** Ut fra kalkylen i vedleggene kan en prisøkning på 55% forsvares rent økonomisk. Når det tas hensyn til byttekostnader og andre produksjonsutgifter, vil HSK Fans måtte ligge langt under 55%, og det er derfor estimert med 20% prisøkning som krav for produktet.
- **Støy:** Støynivået på HSK Fans må ikke ligge over 30 dB, som er nivået konkurrerende VE ligger på.
- **Energibesparende:** Motorteknologien som brukes må fungere godt med vifta.
- **SFP:** Verdien på SFP er et satt krav fra konsulent i samarbeid med byggherre. Dette er noe man i dag kun har mulighet til å oppfylle ved å øke størrelsen på aggregatet, og dermed minske internmotstanden i systemet.
- **Størrelse:** Ettersom HSK Fans kan levere mer effektive vifteenheter vil VA-produsentene kunne produsere mindre enheter som oppfyller de samme SFP-kravene. Dette vil frigjøre mer plass i bygget som dermed kan brukes til andre ting.

ORGANISERING

IDÉHAVERE

De formelle rettighetene til HSK Fans ligger hos Halvor Haugsvold, Sondre Nenseter og Kjell Erik Lien. De er femteårsstudenter ved sivilingeniørstudiet i henholdsvis Produktutvikling og produksjon, og Energi og miljø. Ole Gunnar Dahlhaug, professor ved Institutt for energi- og prosesseteknikk og gründer for DynaVec og ChapDrive, er deres veileder for prosjektoppgaven. Tilsammen utgjør idéhaverene og Dahlhaug en solid kunnskapsbase som er en viktig faktor i utviklingen av teknologien. Denne kunnskapsbasen underbygges ytterligere av idéhaverenes tilknytning til fagmiljøet ved NTNU.

KOMITTMENT OG AMBISJONER

Forutsatt at det viser seg at HSK Fans er et levedyktig produkt, vil de tre studentene fortsette i prosjektet gjennom en masteroppgave. De vil også jobbe videre i bedriften etter endt studium dersom prosjektet ser lovende ut.

ENTREPRENØRSKOLENS ROLLE

Idéhavergruppa har kompetanse på det tekniske, men ingen erfaring med kommersialisering av teknologi. Veileder Dahlhaug har tidligere vært involvert i flere oppstarter, har vist interesse for å hjelpe til og kan således være en ressurs for idéhavergruppa. Idéhaverne innser at de må fokusere på den tekniske utviklingen for å ha et produkt ferdig til juni og de er positive til et samarbeid med Entreprenørskolen.

Entreprenørskolen vil kunne bidra med skriving av forretningsplan, kapitalinnhenting, etablere relasjoner med potensielle kunder og generell kompetanse med tanke på forretningsdrift. Entreprenørskolens formelle rolle må avklares nærmere før dette prosjektet eventuelt blir valgt for videre arbeid.

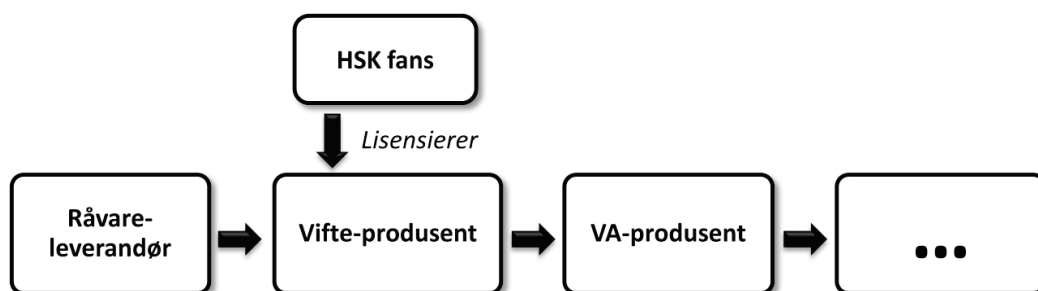
FORRETNINGSMODELLER

PRODUKSJON - OUTSOURCING

HSK Fans vil outsource produksjonen, men selv ta seg av markedsføring og salg. Denne modellen krever mindre startkapital enn oppstart av egen produksjonslinje.

LISENSIERING

Dersom HSK Fans patenterer viftene vil de kunne selge lisenser til konkurrentene på vifteproduksjon.

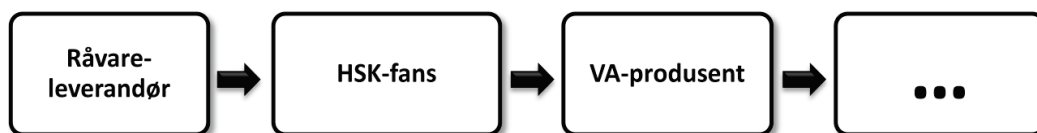


Figur 2: Lisensiering

Ettersom ideen til HSK Fans i stor grad baserer seg på kjente prinsipper kan det bli utfordrende å få produktet patentert. Dersom man skulle klare å få et patent vil fortsatt store utfordringer være knyttet til å selge lisenser, ettersom flere av konkurrentene selv sitter på FoU-ressurser og kan forbedre egne løsninger for å møte strengere krav i markedet. Lisensiering anses av disse grunnene som en lite aktuell forretningsmodell for HSK Fans.

PRODUKSJON - EGENPRODUKSJON

En produksjonsmodell vil innebære at de tre idéhaverne selv produserer og selger en VE til en VA-produsent. Å starte opp en produksjonslinje vil kreve mye finansiering.



Figur 3: Egenproduksjon

Fokuset i denne modellen er at HSK Fans tilbyr en vesentlig forbedret VE, til en marginalt høyere pris, og at dette gir økonomisk og miljømessig gevinst for kunden.

Basert på at idéhaverne har et stort nettverk på NTNU og tilgang til mange ressurser der, vil en egenproduksjonsmodell være den beste løsningen for HSK Fans. Dette innebærer et større kapitalbehov i starten, men de vil kunne kapre større deler av næringskjeden og dermed få mer makt i markedet.

ØKONOMI

OVERORDNET ØKONOMISK POTENSIALE

I Norge er omsetningen i viftemarkedet på 150 MNOK årlig⁸. Det selges årlig 8000 vifter i Norge og det byttes rundt 30 000 vifter.⁹ Antatt at HSK Fans klarer å bli totalleverandør til en av de tre største VA-produzentene samt levere til en eller to av de mindre, kan HSK Fans klare å oppnå en markedsandel på 15%.

Utsalgsprisen for en av FW sine vifter ligger på rundt €400. Antatt at HSK Fans sin vifte kan være litt dyrere, settes prisen til 4000

NOK, og som tabell 1 viser vil omsetningspotensialet i så tilfelle bli 22,8 MNOK per år. I Europa ligger årlig omsetning innen vifter til bygg på rundt €400 millioner¹⁰. Det kan antas at HSK Fans på lang sikt kan oppnå en markedsandel lik den i Norge også i Europa. Dette vil gi et potensiale i Europa på rundt €77 millioner som tilsvarer rundt 615 MNOK.

Tabell 1	
VE solgt i Norge	38000
Markedsandel HSK	15 %
VE solgt av HSK	5700
Utsalgspris	kr 4 000,00
Omsetning	kr 22 800 000,00

KAPITALBEHOV

PRODUKTUTVIKLINGFASE

I følge FW har de brukt rundt € 500 000 på å utvikle den nye vifteteknologien CF+. Dette inkluderer design, testing, prototyper og en modell klar til produksjon. FW har da hatt mye av arbeidet klart fra tidligere modeller, mens HSK Fans vil starte fra bunnen av med sin vifte. HSK Fans vil derimot ha tre masterstudenter som jobber gratis, lokaler og et stort nettverk på NTNU. Ole Gunnar Dahlhaug estimerte kostnadene til 3 - 500 000. Det kan dermed antas at HSK vil ha utviklingskostnader som ligger under FW sine og estimeres til 1 MNOK.

⁸ Kilde: Gorm Benno, ebm-papst

⁹ Kilde: Idéhaverene.

¹⁰ Kilde: Fläkt Woods

KOMMERSIALISERINGSFASE

FW bruker rundt € 1-2 millioner på å lage verktøy og produksjonsanlegg klart for nye serier med vifter. Denne prisen var for en serie med 11 modeller. HSK Fans vil også måtte opprette produksjonslokaler og starte opp et AS som medfører ekstra utgifter. HSK Fans har ingen distribusjonsnettverk og dette vil medføre store ekstrakostnader å opprette.

Det anslås ut fra dette et finansieringsbehov på 5-10 MNOK for lokaler og produksjonsutstyr, men på grunn av ressursene på NTNU kan de klare å komme seg ned på en enhetskostnad på omtrent det samme som FW.

FINANSIERING

HSK Fans vil kunne søke midler fra IN og andre investorer, men også fra NTNU. Ettersom HSK Fans har tilgang på billig arbeidskraft og stort nettverk på NTNU kan dette være et attraktivt prosjekt for andre investorer også.

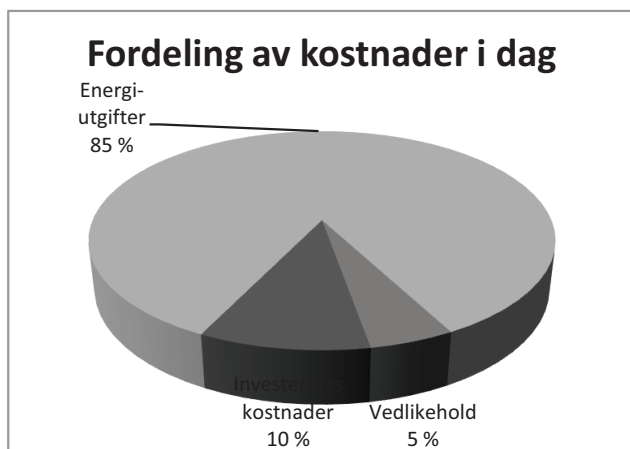
VÅR ANBEFALING

FORDELER	ULEMPER
Spennende ny teknologi	Usikker teknologi
Stort potensiale	Liten innovasjonshøyde

Gitt at de kravene til produktet som er skissert i dette dokumentet oppfylles er vår oppfatning at HSK fans er en forretningsidé som er verdt å jobbe videre med.

VEDLEGG

KOSTNADSKRAV MED UTGANGSPUNKT I ENERGI OG INVESTERING



(Kilde: <http://www.flaktwoods.com/applications/energy-efficiency/life-cycle-cost/>)

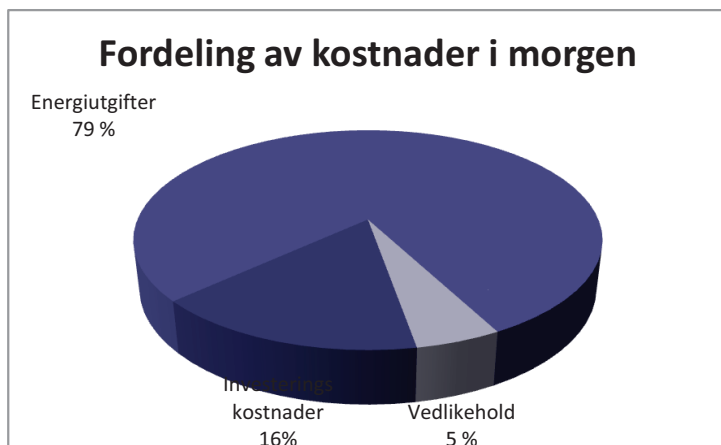
Det antas at vi kan forbedre effekten med 7%. (Tall fra Ole Gunnar Dahlhaug)

$85 * 0,93 = 79,05\%$

Dette vil gi oss en ny delkostnad på 79% av totalen. Dette gir oss en mulighet for å ha en pris som tar 16% av totalen, gitt av totalkostnadene er konstante.

$10\% + (85-79) = 16\%$

10% til 16% gir 60% økning! Dette er en økning på 60% som kan forsvares rent økonomisk.



Det antas at byttekostnadene for kunde er store, ettersom HKS fans ikke har troverdighet i markedet per i dag, og at det finnes godt etablerte aktører som HKS vil måtte konkurrere direkte mot. Derfor antas det at en mulig prisøkning på 20 % kan forsvares.

LISTE OVER KONKURRENTER OG POTENSIELLE KUNDER

Potensielle kunder	Konkurrenter
Airproduct AS	Airproduct AS
Covent AS	ebmpapst
Dantherm Air Handling AS	Exhausto Norge AS
Exhausto Norge AS	Flexit AS
Flexit AS	Fläkt Woods AS
Fläkt Woods AS	J. L.Bruvik AS
Interfil AS	Moderne Kjøling AS, Oslo
KlimaSystem AS	NeGo Norge AS
NeGo Norge AS	Nordplast AS
Norse Block AS	Norse Block AS
Novema Aggregater AS	Novema Aggregater AS
Novenco AS	Novenco AS
Randem & Hübert AS, MNVEF (L) Oslo	Parlock AS
Systemair AS	Scand Industrimiljø AS
Ventistål AS Landsdekkende	Systemair AS
	Thermo Byggvarme AS
	Ventistål AS Landsdekkende
	Vuas Produkter AS, MNVEF (L)

KONTAKTLOGG

Kontakt	Organisasjon	Når	Resultat av samtale	Hvem	Videre referanser
Møte med Halvor Haugsvold	NTNU-student	Måndag 28.09.09, 08.30	Generell pitching av idé,	Alle	Ole Gunnar Dahlhaug
Ole Gunnar Dahlhaug (91897609, 73598257)	NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk, Professor og gründer (ChapDrive)	Måndag 28.09.09 09.15	Vifteteknologien som blir brukt i dag er frå 50/60/70-talet (finn ut årstal), og designarane av desse viftene er ikkje lenger i bransjen. Ein ser at viftene har blitt meir og meir forenkla sidan då, for å pressa ned produksjonskostnadane. Dette har gått på bekostning av virkningsgraden til viftene, viftene er no SUPERenkle. Har ikkje vore behov for betre vifter før no, når EU sine nye rammedirektiv for energibruki bygningar trer i kraft denne hausten. Produkta held ikkje lenger mål, og bransjen innehar ikkje lenger den kompetansen som skal til for å betra produkta slik at dei møter krava. Dette opnar eit tidsvindauge, frå i dag fram til den dagen bransjen skaffar seg den naudsynte kompetansen eller til ein produsent kjem på marknaden med betre vifter. Ei heilt optimal vifte vil auka produksjonskostnaden med i alle fall 100 % (out of the blue), men me treng ikkje laga optimale vifter, dei må berre oppfylle dei nye krava. Kostnad prototyp m/instrumentering: 3-500 000 NOK. Om det skal lagast ei ny bedrift, bør Halvor, Sondre og Kjell Erik greia å utforma vifta slik at ho kan patenterast, det er fullt ut mogleg. Forretningsmodell: lisensiering er vel den opplagt enklaste løysinga.	Eldri	Snakk med Sondre om dei nye rammedirektiva. Sintef (VVS) har ei gruppe som jobbar med noko i samme gata - dei har kanskje info om marknad etc.

Konfidensielt

William Andersen, 73907352	Flåkt woods, Avdelingsleder trondheim	Mandag 28.09.09	Firmaet er ledende i Norge på vifter og levert vifter til aggregatveandører. De har en mindre konkurrent i Bruvik på vestlandet, men har den beste teknologien på vifter ifølge seg selv. De leverer også fullstendige aggregater til ventilasjonanlegg, men her har de bare 25% av markedet i Norge, dvs omsetning på 80 millioner i året på aggregatleveranse. Det er mange typer vifter der de vanligste er kammervifter og radialvifter. Av disse er kammervifte mest populært. Effektiviteten på de beste viftene ligger rundt 70%. De har FoU avdeling i Sverige og Finland der avdelingen i Sverige er blant de beste i Europa innenfor forskning på vifter og har muligheten til storskalatesting. Han fortalte at de nye forskriftene som gjelder fra 1. august er positivt for bedriften da det skaper ønske om forbedringer. Levetiden på en vifte er typisk 30 år ettersom de er laget av stål eller aluminium. I tillegg til å øke effektiviteten var det også interesse for å senke støy. Selv om det var stor variasjon i størrelsen på viftene var det 4-5 kW som var gjennomsnittlig størrelse.	Andreas	snakke med FoU i Sverige
Ottar Michelsen	post doc. NTNU, IØT	Mandag 28.09.09 10.00	Veit ikke mykje om rammedrivektiva, men dei er implementert i Noreg i form av ei forskrift. Kan sjekka lover som er komne frå Miljøverndepartementet.	Eldri	Rolf André Bohne, Dag Arne Høystad
FoU person som jeg ble sendt videre til ved å ringe til 22074500 og spurt om jeg kunne få snakke med noen som viste om FoU avdelingen til firmaet	Flåkt woods,	Mandag 28.09.09	Fortale at de hadde gjennombrudd for ca 3 år siden da de ved å fjerne en bit av bladet forbedret effektiviteten med 10%. det kreves en forbedring på effektivitet på 5-10% evt en 3db forbedring i støy for å legge om produksjonslinjene. Fortalte også at firmaet har en av de største FoU avdelingene i Europa når det gjelder utvikling av vifter.	Andreas	

Konfidensielt

Brita Dagsen, 22475600	Statens bygningsteknisk etat	Mandag 28.09.09	På be.no kunne jeg under byggeregler og tekniske forskrifter finne den nye tekniske forskriften på krav til nye bygg, paragraf 8-21. Her var det blant annet rammekrav energibruk i nye bygninger som skulle ned med 25% siden siste forskrift publisert i 1997.	Andreas	
Edvin Karlstad	NTNU, Seksjon for tekniske tjenester, ingeniør	Måndag 28.09.09 13.30	Vifta som står på Kjøl (den Halvor og gutta snakka om) er 1,5 år gammel -> ho er produsert etter at den nye, revolusjonerande teknologien vart teken i bruk hjå Flåktwoods. Jippi.	Eldri	Trond Haugen
Trond Haugen, 9187223, 73595443	NTNU, Seksjon for tekniske tjenester, avdelingsingeniør	Måndag 28.09.09 13.35	Når dei skal kjøpa nye ventilasjonsvifter, har dei ei mal med krav som dei må følge. Malen inneheld SFP, støykrav, pris. Tek avgjerda på basis av korleis dei ulike viftene oppfyller desse krava samla. Når dei kjøper større ventilasjonsanlegg, vel dei produsent etter anbud. Ved mindre produkt/anlegg, har dei brukt produsentar som YIT, Oras, Gunnar Karlsten.	Eldri	
Ole Gunnar Dahlhaug, 91897609, 73598257	NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk, Professor og gründer (ChapDrive)	Måndag 28.09.09 13.50	Oppteken - ringer opp att.	Eldri	
Rolf Andre Bohne, 73594646, 99705363	NTNU, Institutt for bygg, anlegg og transport, driv med bærekraftig infrastruktur	Måndag 28.09.09 14.00	Oppteken i møte ut dagen - ring i morgon.	Eldri	
Øyvind Bjørgum, 73 59 09 64	NTNU, NEC, Venture Cup	Mandag 28.09.09 14.30	Ringte for å høre om mulighet for å delta i VC 2010, mtp at HS Fans deltok i 2007. Øyvind er positiv, dersom det viser seg at prosjektet har forandret seg i vesentlig grad. Sendte også over vurderinga forretningsplanen fikk i 2007. Mente at håndverket på den planen ikke var helt topp.	Robert	

Konfidensielt

Rune Aarliien	Sintef energiprosesser	Måndag 28.09.09 14.50	Ikkje hans område - henviser vidare til Hans Martin Mathisen, tlf 73593870	Eldri	Hans Martin Mathisen, tlf 73593870
Dag Arne Høystad, 23109628, 93009955	Naturvernforbundet	Måndag 28.09.09 15.00	Prøv om att i morgon!	Eldri	Geir Vangsness, 64812146, Hammerset, 64812147
Bjørn Harald Bakken, 73597445	Sintef Energiforskning AS	Måndag 28.09.09 15.00	Ikkje hans område - prøv heller Energiprosesser- og VVS-folk	Eldri	
Gorm Benno, 22763350	Ebmpapst	Mandag 28.09.09	Firmaet leverte et stort utvalg av vifter i alle størrelser fra pc vifter til store aggregater. Han fortalte at SFP verdi får man ved å finne ut hvor mange kubikk luft man får ut pr kW inn. de leverte vifter til covent og flexit. Andre aktører var FW, gbart, nikotra og rosenberg. Firmaet holdt til i Tyskland. Kravet til vifter gikk på støy. pris og størrelsesbegrensning i tillegg til effektivitet. Dette var det mye forskning på. Til slutt kunne han estimere at totalmarkedet for vifter til ventilasjonsanlegg i Norge var i underkant av 150 millioner kr pr. år, men at dette var vanskelig for han å vite ettersom hans firma hadde stor bredde i produkter.	Andreas	
Roar Øvstedal 23125400	Haaland Klima	Mandag 28.09.09 kl 1450	Haaland klima leverer klimaanlegg til mange store nybygg i Norge. Kjøper aggregat av Novema og Covent, som er det største leverandørene av dette i Norge. Faktorer som er viktige ved valg av aggregat er EFFEKTIVITET (SFP-faktoren, som knyttes rett til energiregnskapet) og STØY. Pris er selvfølgelig også viktig. De ser også på tidligere erfaringer knyttet til tetthet på aggregatet. De siste 4-5 årene har den gamle typen vifter (sentrifugalvifter) blitt helt borte til fordel for kammervifter som gir økt energieffektivitet. Aggregater med ferdig	Gøran	

Konfidensielt

			automatikk blir vanligere og vanligere. (Tidligere måtte de ha egne automatikkinstallatører i tillegg.) Deres største prosjekt om dagen er Storebrand Eiendom på Lysaker.		
Jostein Jensen, 51459600 (sentralbord)	Covent	Mandag 28.09.09, 1530	Leverer ventilasjonsaggregater. Kjøper vifter primært av FW, noen også fra ebmpapst. Primært kammervifter (som begynte å komme for ca 10 år siden) men også noe sentrifugalvifter. Virkningsgrad og lyd er kritiske faktorer.	Gøran	
Frode Vallstad, 63870770	Novema, Skedsmokorset	Mandag 28.09.09 kl 1500	Novema er en av Norges ledende leverandører av ventilasjonsaggregater. De bestiller vifter fra Fläkt Woods. Kundene velger ikke vifte selv, men de får en standard løsning fra Fläkt Woods. De hadde tidligere to modeller, en for høy virkningsgrad og en for lav støy, men har idag kun en modell med høy virkningsgrad. Kundene stiller strenge kra til SFP, og de har gjort dette lenge. De nye kravene fra byggt teknisk er derfor ikke avgjørende for kundene. De ser litt på å eventuelt bytte til ny motorteknologi, men ikke gjort noe med dette enda. De tenker da på noe som heter EC teknologi, og kan da eventuelt få ytterrotormotorer. Problemet har vært at de som leverer dette ikke har hatt en godt vifteteknologi, og det har derfor ikke vært noen stor suksess. SFP har lenge vært stor fokus i utlandet, men kommer mer og mer i Norge også nå. Novema har levert samme modellen i 3-4 år nå, og siste oppdatering fra FW på vifteteknologien kom i 2005. For å øke SFP så fokuserer Novema på størrelsen på aggregatet og på flyten i selve anlegget, ikke så mye på selve viften. DE VAR VELDIG INTERESSERT NÅR JEG NEVNT AT VIFTENE KUNNE FORBEDRES BETRAKTELIG!	Bård	Mika Wanne (FW salgskontakt) +358 20 442 3078, og Karl-Erik Fermèr, som er en pensjonert vifteutvikler som er veldig god på å forklare vifteteknologi. Han som også utviklet skovlene for de gamle viftene før CF-teknologien kom.

Konfidensielt

Sekretær på Gardermoen, 64812000	Gardermoen lufthavn	Mandag 28.09.09, 1515		Bård	Geir Vangsness, 64812146, Hammerset, 64812147
Rolf Andre Bohne, 73594646	NTNU, institutt for bygg, anlegg og transport	Tysdag 29.09.09 08.40	Veit lite om vifter, ser mest på u-verdiar, resultat i staden for prosess. Forbettringspotensialet til ventilasjonsaggregat: kan enkelt komma under 10 KWh/m2/år med tilgjengeleg teknologi. Snakk heller med Thor Oscar Levander, prof. Voitec (?), Per O. Kjellslott (sistnemnde er i NTNUs faggruppe for ventilasjonsteknikk)	Eldri	Thor Oscar Levander, Per O Kjellslott
Peter Blom, 92063764	Sintef, seniorforskar byggtteknikk	Tysdag 29.09.09 08.45	EU sine rammedirektiv si betydning i Noreg - sjå BE sine nettsider. Lite fruktbar samtale.	Eldri	Mads Mysen
Ole Gunnar Dahlhaug	NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk, Professor og gründer (ChapDrive)	Tysdag 29.09.09 09.20	Konfronterer Ole Gunnar med at Fläktwood har Europa sin største forskingslab med testmulegheiter, og kanskje ikkje heng så mykje etter som me først var forespegla. Sjølv sagt seier dei sjølv at dei ligg langt framme i utviklinga, og sjølv sagt har dei forskingslabar. Me bør snakka med konsulentar som jobbar for Fläktwood heller; dei som bruker, installerer og evaluerer ventilasjonsaggregata deira. Oppfatninga til Ole G. om at teknologien er lågt utvikla, er basert på at han har sett på vifter som kjem frå nettopp Fläktwoods, og meiner dei ser ut som dei er designa for låg produksjonskostnad heller enn høg effektivitet. Vasskraft- og pumpeindustrien har hatt omvendt fokus i mange år - høg virkningsgrad, og så låg som muleg produksjonskost, utan at det går ut over effektivitet, og teknologien som er utvikla her, kan overførast til vifter. Forbettringspotensialet ligg ikkje berre i vifteblada, men i heile systemet, generelt er det strømningsstekniske systemet dårleg	Eldri	Hans Martin Mathisen, Peter G. Schild, Mads Mysen - desse har eg prøvd å ringa før

Konfidensielt

			utforma i vifteaggregat.		
Mikka Wanne, +35 8 20 442 3078	Fläkt Woods Finland, salgssjef mot Norge	Tirsdag 29.09.09, 0950	Det finnes ingen godkjenning av viftene per i dag, kun på brannsikkerhet. Ellers er det mest veiledende anbefalinger.. Ved vifter til eksplosiv gass trenges det mer godkjenninger. Rookki leverer stål til produksjonen, en finsk stålprodusent. dB nivå er det ikke krav fra viftene, men ansvaret ligger med hos aggregatprodusenter, etterisoleringer osv.. SFP krav er også mer hos aggregatprodusentene, ettersom det er mest effekttap i anlegget ellers, og ikke i selve viften. CF+ serien kostet rundt 0,5millioner € å utvikle, men dette er siden de hadde en del å bygge på fra før av. En ny produksjonsserie koster rundt 1-2 M€ å opprette bare i verktøykostnader hvis du skal ha 10-12 modeller fra 22cm til en meter. standard modellen som selger mest; 50cm, 3kW motor, koster rundt €400. De vet at de kan forbedre viften, og har lagt seg på et nivå som de mener er forsvarlig. Dette er en balanse mellom effekt og pris basert på egne beregninger på hva kunden vil ha. I kammerviften, som er den de selger mest av, så har de kun en viftemodell, men i forskjellige str. De bruker EC motorer, og har prøvd litt på ytterrotormotorer, men har enda ikke begynt å bruke dette pga for lav effekt, og for få leverandører på dette. De må også ha nøyaktig lik motot ved bytte, og det er ikke alltid like lett når man har så mange forskjellige leverandører.	Bård	Kan ringe tilbake ved mer spmål.

Konfidensielt

Hans Martin Mathisen	NTNU, Institutt for energi- og prosesseteknikk, professor II	Tysdag 29.09.09, 14.10	Oppteken mann som til slutt tek telefonen: Eg presenterer Ole Gunnar Dahlberg si påstand om at dagens vifter er lågt utvikla, og det har ikkje skjedd noko i utviklinga dei siste tiåra. Respons: Ja, denne påstanden vil eg sei er riktig. Særskilt når det gjeld mindre vifter, som t.d. vert brukte i bustader og mindre bygg. Har sjølv undersøkt små vifter, og veit at det står dårleg til med desse. Store vifter kan ha nokå god virkningsgrad, men for småvifter er virkningsgraden generelt låg - her er det rom for store forbedringar. Dette gjeld vifta som heilheit - både vifteblad o viftemotor. Årsaka til den låge utviklinga er at produksjonskostnadane er pressa ned til eit minimum, men ein skulle tru at ein i dag kunne laga meir avanserte vifteblar ved hjelp av plast og kunsstoff og støypeformer enkelt og billeg! SFP-faktor - nokså eintydig definert, men uklart om straum som vert trekt av varmegjenvinnarmotoren skal vera med i SFP-utrekninga. Sintef Byggforsk i Oslo gjennomførte ei undersøking på kontorbygg frå 80talet, fann ut at 20 % av årleg totalforbruk av straum gjekk KUN til drift av viftemotorane i ventilasjonsaggregata - MADs MYSEN veit meir om dette. Finst ikkje andre krav til godkjenning av viftene enn vanleg CE-merking. Rammedirektiva frå EU HAR ført til auka fokus på energieffektivitet på ventilasjonsanlegg - først no er det kome skjerpa krav til SFP-faktor (kontor: 2 kW/m2/tidseining, bustad: 2,5 kW/m2/tidseining.	Eldri	Mads Mysen (igjen, må få tak i han)!
Peter G Schild, 22965854	Sintef Byggforsk, bygninger	Tysdag 29.09.09	Oppteken mann som aldri tek telefonen	Eldri	
Mads Mysen, 93862700	Sintef Byggforsk, bygninger	Tysdag 29.09.09	Oppteken mann som heller aldri tek telefonen	Eldri	

Konfidensielt

Are Rødsjø, 73892331	Husbanken, spesialrådgivar energi og miljø	Tysdag 29.09.09, 13.50	Husbanken går ikkje så detaljert til verks at dei anbefalar spesielle leverandørar av produkt eller tenester - det kan dei ikkje som statleg institusjon (konkurransevridding). Dei sett likevel krav til virkningsgrad/effektivitet på vifter i ventilasjonsanlegg i sine hus - meir info på nett. Husbanken har vore einn av dei store bidragsytarane for å få endra forskrifta (implementera EU sine rammedirektiv for energibruk i bygningar i norsk lov), og her var bransjemotstanden enorm første gong, litt mindre no (nytt forslag er på høring no) Forskrifta forutsett balansert ventilasjon og høg varmegjenvinningsgrad. Husbanken har og vore pådrivar for å få bygga flest muleg passivhus, og for å gjera passivhus til vurdert standard innan 2020 (som vart vedteke i klimaforliket av i fjor). DETTE ER BRA, FOR PASSIVHUS KREVER GODE VENTILASJONSSYSTEM - OGSA I PRIVATBUSTADER -->auka marknadomfang.	Eldri	
Morten Bjerknes, Sentralbord:81555045	Statsbygg, innkjøp	Tysdag 29.09.09, 13.10	Føler seg ikkje kvalifisert til å svara på spørsmål, henviser meg vidare til Jørgen Våge og Oddbjørn Evensen, som begge to er på haustferie. Deretter får eg nr til Terje Asberg.	Eldri	Jørgen Våge og Oddbjørn Evensen (haustferie) Terje Asberg, 48193471, 22954241

Konfidensielt

Terje Åsberg, 48193471, 22954241	Statsbygg	Tysdag 29.09.09, 13.15	Absolutt fokus på effektivitetsfaktor når dei kjøper inn utstyr og installasjonar til bygga. Alt skal vera optimalt. Sidan dei er ei statleg verksemd, skal alle store innkjøp gå på anbud. Pris og effektivitet er avgjerande faktorar, der prisen veger ca 40 %, og effektiviteten veg tyngre. ABB, Novema, Gunnar Karlsen er nokre av leverandørane, bruker eksterne installatørar. Har ikkje direkte kontakt med leverandør av ventilasjonsaggregat. Viss me kan tilby ventilasjonsvifter som er vesentleg meir energieffektive enn dagens vifter, vil dei ABSOLUTT vera interesserte i det, så lenge den auka effektiviteten ikkje går på bekostning av noko anna. Då stiller dei om krava sine, slik at ein MÅ kjøpa slike vifter. LCC (Long Cycle Cost) må vera slik at den auka investeringa vert tent inn i form av innsparing. Dette gjeld generelt i bransjen, LCC blir meir og meir vektlagt når ein kjøper inn produkt. Statsbygg har på eige initiativ lenge hatt miljøfokus, men det vert tydelegare i bransjen no, ettersom EU sine rammedirektiv for energibruk i bygningar vert implementerte i norsk lov i form av krav til t.d. nybygg.	Eldri	
Bjarne Ryvold, servicesenter: 81570445	Forsvarsbygg, innkjøpsansvarleg	Tysdag 29.09.09, 13.40	Er miljøbevisste når dei kjøper tekniske installasjonar som ventilasjonssystem til bygga sine, i form av at dei har ei mal med krav og klassifiseringar. Ingen fast leverandør av ventilasjonsprodukt, men Gunnar Karlsen og Norklima er nokre han kjem på. Bruker eksterne installatørar, men kjem ikkje på nokon firmanamn. Fokus på å møta funksjonskrava (det vart spurt om fokus på energieffektivitet), gjerne også overgå dei, men målsettingane er allereie høge. Forsvarsbygg har eit eige prosjekt som går på dette, som heiter	Eldri	Gunnar Solbjørg, 90761573

Konfidensielt

			Energiøkonomiseringsprosjekt (??), kan ringa Gunnar Solbjørg for meir informasjon.		
Gunnar Solbjørg, 90761573		Tysdag 29.09.09,	Denne mannen får ein ikkje tak i..	Eldri	
Trond, 32109622	Bryn Ventilasjon	Tirdag 29.09.09 1040	Ringte opp igjen etter avtale tidligere i dag. De handler aggregater hos blant andre Novema, og gjør installasjonen selv. Novema/andre leverandører er ikke involvert etter dette, men det hender eksterne rådgivere leid inn av kommune/stat er med på utforming av kanalnett og slikt. Trond har jobba i bransjen i 15-20 år og har sett lite innovasjon på aggregatene, UTENOM viftene som har blitt bedre de siste årene. Han var likevel veldig interessert i mulighetene for å lage bedre vifter. Det som er viktig for Bryn er GJENNVINNINGSGRAD og VIRKNINGSGRAD i aggregatene. Han påpekte at det er viktig å se alt under ett. Bryn designer ofte kanalnett for sine kunder, og med et trangt kanalnett vil det ikke hjelpe å ha et bra aggregat. Oppsummert: Hyggelig samtale, Trond virka veldig interessert i bedre vifter.	Gøran	
Knut Jørgen	NTNU TTO	Tirsdag 29.09.09 1155	Patenter: Høres ut som om patentløpet kommer til å bli tungt og komplisert. Neppe nok "nytt og overraskende" her. Produksjonsteknikk, dersom ny og spennende kan kanskje beskyttes, men bør også vurdere å holde denne som en forretningshemmelighet. Man kan derimot vurdere å sende en designsøknad for å få en viss beskyttelse av det endelige viftebladet. Dette vil gi litt beskyttelse og er dessuten veldig billig å gjøre. Angående hvorfor man søker patenter i England: Det er billigere, man får raskere og	Gøran	

Konfidensielt

			bedre granskning (de er flinkere enn i Norge), TTO har litt blandede erfaringer med Patentstyret i Norge. En avveining tas på bakgrunn av fagfelt - på noen områder som for eksempel olje/gass kan man like gjerne søke i Norge.		
Frode Valstad	Novema, skedsmokorset	Tirsdag 29.09.09 1340	Hvem implementerer VA i bygg? Det er f.eks. Gunnar Karlsen, YIT, Oras, Baco osv. Veldig mange forskjellige entreprenører. Byggherre (statsbygg) vil gå til et konsultentselskap (SWECO) og be om et ventilasjonssystem. konsulenten setter da ut et anbud om dette, ut fra krav de blir enige om med byggherren. Anbudene går til VA-installatør (GK, YIT...) som igjen går til VA-produsent (Novema...) og spør om tilbud. Så går det oppover igjen i kjeden, til konsulent som tar et valg og gir det til byggherren. Støy krav finnes av og til, men det ser Novema sjeldent på ettersom de som regel oppfyller dette. Lav SFP --> Lav støy.. Skoler typisk rundt 32dB osv..Sertifisering: Eurovent er vanlig i utlandet, men ikke så mye i Norge. Men det kommer mer og mer..Sjeldent etterprøving i Norge, men litt i utland. Entreprenører som skal tilpasse anlegget og få det til å passe til kravene. Det blir mer og mer om dette fremover! Akers gamle HK, tatt over av Storebrand. Der stilte de krav til SFP under 1,8 og virkningsgrad på over 80%! Dette vil være veldig relevant for oss, ettersom det her er strenge krav til SFP og VG. Kammervifter er på vei ut! En	Bård	GK, YIT, SWECO

Konfidensielt

			gammeldags, dobbeltsugende vifte med hus er mye mer effektiv! Grunnen til at de ikke brukes, er reimdriften de hadde. Mye støy og vedlikehold ødela for denne teknologien, men EC motorer osv kan gjøre det mulig for den å komme tilbake. Kammervifter er mer kompakte, men de gammeldagse er bedre på effekten. Gehardt sa iallefall dette, og de er produsenter av vifter. MEN det vil stilles strenge krav til å konvertere utløpshastighet til trykk ved inløp for å utnytte effekten. Aggregatet vil bli litt lengre, men plassmangel er kanskje ikke så viktig i grønne bygg...?Bransjen er veldig prisstyrt! Billigste tilbud vinner som regel!		
Geir Vangsnes	Gardermoen	Tirsdag 29.09.09 1415	Gardermoen har rundt 100 store VA (10000 - 30000m3 med luft per), og 40 litt mindre aggregater.Leverandør av anlegget: YIT, 1996-1997. Betalte vel std.priser for dette mente han..De var meget interessert i å bytte ut ved en betydelig effektsforbedring, og 20% var absolutt aktuelt! MEN det stilles krav til mengde og volum på leveringene..De skal bygge ut nytt bygg nå på 300 000m2, som de trenger vifter til. Har satt krav på 70%virkningsgrad og 2,0SFP. 2-3 år før vifter skal settes inn, vi måtte ta kontakt!Konsulent på denne jobben er Advansia og Kobe.Sitat: "Markedet er veldig klar for nye vifter!""Hvis du har noe som passer inn her så er det bare å ringe!" angående det nye bygget de skal sette opp.Luftstyring er også veldig aktuelt for sparing, og de har klassifisert områder etter åpningstider og publikum/kontorer, og kan dermed skru på og av etter behov.Aksialdrift på viftene sine, ikke remdrift!	Bård	Advancia, YIT
Halvor	Idèhaver	Tirsdag	Gutta kjem bortom for ein prat i morgon før	Eldri	

Konfidensielt

		29.09.09	10		
Installasjonsansvarlig, 69810000	Flexit	Tirsdag 29.09.09 11.30	Når flexit gjorde innkjøp gjorde de en vurdering av hva de hadde lyst på til sine systemer og gikk deretter ut i markedet og så etter det de hadde mest lyst på. De kjøpte i dag vifter fra ebm, men var ikke låst til disse som leverandør.	Andreas	
Robert Bykvist	ESAF	Tirsdag 29.09.09, 1720	Snakk med DeAmp, de samarbeidet med noen ventilasjonsfolk.. TakeOff 2008, der var det noe om dette prosjektet.	Bård	DeAmp, Øystein Madsen
Mads Mysen	Sintef byggforsk	onsdag 30.09.09	Framleis out of touch	Eldri	