

WS Power Recover

- et forprojekt



Dato: 21. oktober 2014
Projektnummer: ForskEl 12092

Weel & Sandvig
ENERGI OG PROCESINNOVATION

Diplomvej bygning 377 • 2800 Kgs. Lyngby
Tlf: 2671 0045 eller 2671 0046 • Email: weel-sandvig@weel-sandvig.dk • Web: www.weel-sandvig.dk

c:\users\jmi dell\desktop\forsk1 12092 ws powerrecover\rapportering og projektøkonomi\rapport 12092 forsk1 ws powerrecover final.docx

1	RESUME	1
2	BAGGRUND OG INTRODUKTION TIL PROJEKTET.....	1
2.1	INDUSTRIELLE FORHOLD, UDFORDRINGER OG POTENTIALER.....	2
3	PROJEKTINDHOLD	3
3.1	(WP1): ANALYSE AF PILOTFORSØG.....	3
3.1.1	<i>Forsøgsopstilling.....</i>	3
3.1.2	<i>Forsøg med tør luft.....</i>	6
3.1.3	<i>Forsøg med fugtig luft.....</i>	8
3.1.4	<i>Analyse og konklusion af turbineforsøg.....</i>	11
3.1.4.1	<i>Olielækage.....</i>	12
3.1.4.2	<i>Virkningsgrad på turbine.....</i>	12
3.2	(WP2): EGNED HØJHASTIGHEDSKOMPONENTER	13
3.2.1	<i>Turbine "sizing".....</i>	13
3.2.2	<i>Direkte drevet højhastigheds-generator.....</i>	16
3.2.3	<i>Gearet løsning med tandhjulsgear.....</i>	19
3.2.3.1	<i>Hvilken turbine kan bruges og hvilken ydelse kan forventes.....</i>	21
3.2.4	<i>Traktionsgear fra Rotrex.....</i>	22
3.3	WP3: KORROSION, FOULING OG EROSION	24
3.3.1	<i>Foranstaltninger mod erosion og fouling.....</i>	25
3.3.2	<i>Coating.....</i>	26
3.4	WP4: OPTIMALT DESIGN, REGULERING OG SIMULERING.....	27
3.4.1	<i>Reguleringsdynamik.....</i>	27
3.5	WP5: DRIFTSØKONOMI OG PRODUKTIONSOMKOSTNINGER	32
3.5.1	<i>Betragtninger på fremtidig udvikling af konceptet.....</i>	37
3.6	WP6: FULDSKALA PROTOTYPE DESIGN	38
3.6.1	<i>Hovedudstyr.....</i>	38
3.6.2	<i>Sikring mod erosion.....</i>	38
3.6.3	<i>Sikring mod korrosion.....</i>	39
3.6.4	<i>Styring af systemet.....</i>	39
4	KONKLUSION	43
5	FORKORTELSER.....	43

1 Resume

Nærværende forprojekt har sandsynliggjort at et nyt koncept, til udnyttelse af arbejdspotentialer i tryksatte procesgasser, kan installeres med en attraktiv driftsøkonomi i eksisterende industrielle processer. Med konceptet opnås elproduktion reelt uden påvirkning af omgivelser og med et forbrug af ressourcer, der alene knytter sig til tilvejebringelse af maskindele og elektriske installationer. Installationen udmærker sig yderligere ved at teknologien baseres på højhastighedskomponenter, som har et meget lavt materialeforbrug i forhold til eleffekt. Endelig er installationen påtænkt i processer med intensiv drift, så elproduktionen forventes at blive med en høj og forudsigelig rådighedsfaktor.

I denne rapport gennemgås først resultater fra et miniforsøg med ekspansion af fugtig luft gennem en lille turbine.

Som led i nærværende forprojekt til et fuldskalaforsøg, er optimering af turbinens omløbstal og fastlæggelse af turbinens hoveddimensioner gennemført for en bestemt type procesafkast (gæringsproces svarende til den, der finder sted hos fx NOVO og NovoZymes).

Markedet for egnede højhastighedskomponenter som turbine, generator og power-elektronik er undersøgt. Det gælder både kommercielt tilgængelige produkter og producenter af specialfremstillede komponenter.

Som et resultat af undersøgelsen er der fundet frem til en udbyder af komponenter, som vil kunne integreres til en passende løsning med en gunstig driftsøkonomi (tilbagebetalingstid ned til omkring 2 år ved 20 installationer på kommercielle vilkår uden støtte). Den forventede levetid af kernekomponenter er 75000-100000 driftstimer (12-15 års drift) med tre hovedreoveringer af lejer m.v. undervejs.

Reguleringsstrategier, fejlsikring og systemets dynamik er undersøgt bl.a. med simulering (modellering i Matlab/Simulink).

Projektet skal ses som oplæg til et senere fuldskalaforsøg, hvor det er hensigten at afprøve nogle af de mulige tiltag, som er foreslået i nærværende projekt, mht. at undgå risiko for erosion på turbinedele fra vanddråber og minimere risiko eller tendens til fouling af turbinen. Endvidere er det hensigten at afprøve reguleringsstrategier og eftervise stabil elproduktion uden indflydelse på den primære produktion (fermentering).

2 Baggrund og introduktion til projektet

Den grundlæggende baggrund bag projektet er en national og international agenda om at udledningen af drivhusgasser skal reduceres gradvist og markant fremadrettet. Følgelig er der rationale i at øge energieffektiviteten (begrænse tab) også i industriprocesser, med henblik på at kunne reducere efterspørgslen af primær energi (her i form af el) til forsyning af processer.

Weel & Sandvig har udviklet et koncept ”*WS.PowerRecover*” til udnyttelse af trykpotentiale fra procesluft og procesgas, fx. til produktion af el eller ny procesluft, og dermed mindre behov for elforsyning udefra.

En del af konceptet er i samarbejde med NovoZymes med succes demonstreret på et pilotanlæg. Pilotanlægget blev installeret på en gæringstank på NovoZymes produktionsanlæg i Kalundborg.

Formålet med nærværende projekt er at forberede et fuldskalaprojekt til udnyttelse af trykpotentialet i procesafkast fra industriel fermentering gennem en konsolidering af de teknisk/økonomiske forhold. Det er det langsigtede mål at udvikle et kommercielt modulbaseret expander/generator-system (*Power-Recover*) til generel udnyttelse af trykpotentiale i procesgasser i industrien.

2.1 Industrielle forhold, udfordringer og potentialer

Der er i dag en lang række industrielle processer, der foregår under tryk, og hvor der er afledte tryksatte gasser, som reduceres i tryk ofte ned til atmosfæretryk gennem drøvleventiler. Ved i stedet for simpel drøvling at ekspandere de tryksatte procesgasser ved hjælp af en turbine, kan trykpotentialet udnyttes til fx elproduktion. Der er et væsentligt industrielt potentiale for kraft eller elproduktion. Eksempelvis har NovoZymes indenfor fermentering alene et uudnyttet potentiale på 20 GWh/år. Det har hidtil været uøkonomisk eller usikkert at udnytte dette potentiale på grund af at der ikke findes velegnet standardudstyr til realisering af potentialet.

Weel & Sandvig har de seneste år udviklet konceptet *WS.PowerRecover* baseret på relativt billig teknologiudstyr udviklet til andre formål og arbejder med modificeringer, så teknologien er velegnet at benytte til at realisere industrielle trykpotentiale til elproduktion.

Kernen i det udviklede koncept er at udnytte, tilpasse og integrere højeffektive radialturboekspondere, med design svarende til dem, der er udviklet til turboladere i transportsektoren, i et system, der samlet kan udnytte trykpotentialet med høj virkningsgrad. En af fordelene ved at bruge denne eksisterende teknologi er at kernekomponenterne er velegnet til masseproduktion og dermed kan gøres billige.

I det gennemførte pilotprojekt hos NovoZymes blev de grundlæggende principper for udnyttelse af trykpotentiale afprøvet og eftervist. Afprøvningen viste, at det både teknisk og i praksis er muligt at udnytte trykpotentialet med den forventede høje virkningsgrad.

Der blev endvidere eftervist en række forventelige problemstillinger. Een problemstilling er knyttet til at ekspansion af fugtig og korrosiv luft. Herunder specielt forhold vedrørende sikring af turbinen mod ”coarse water” dråber og korrosion. De væsentligste effekter og mulige beskyttelsesmetoder inklusiv opvarmning, dråbefang, coating af udsatte turbinedele m.m. er blevet undersøgt i dette projekt.

Konceptet baseres på brug af forholdsvis få standardkomponenter (modul-baseret). Konfigureringen er i høj grad bestemt af at der er en binding mellem størrelse og optimalt omløbstal på turbine. Sigtet har været et modul med en samlet elkapacitet på 40-60 kW, som passer godt til potentialet og dermed anvendelse på en enkelt 80 m³ gæringsbeholder. Novo Nordisk og Novozymes har typisk 80 og 160 m³ gæringsbeholdere, således vil der kunne anvendes to moduler på en 160 m³ gæringstank.

Endelig er det væsentligt, at der udarbejdes et robust reguleringskoncept, der gør det enkelt at indpasse driften af turboekspanderen med den almindelige drift af den industrielle proces og i dette tilfælde gæringsprocessen. Ligesom standardiseringen af selve ekspanderenheden er det også væsentligt at reguleringskonceptet i vidt omfang bygger på standardprocedurer og moduler, så det kan fremstilles og installeres hurtigt og billigt.

En væsentlig årsag til at de påtænkte højhastighedsturbiner er billige er, ud over at de i vidt omfang kan fremstilles i en automatiseret masseproduktion, at de har høj kapacitet i forhold til materialeforbruget. Vi forventer at den kommercielle udbredelse af højhastigheds-elgeneratorer/motorer stiger, og dermed imødeses den samme udvikling i billiggørelse gennem masseproduktion at ske på dette segment, som ligeledes vil drage fordel af et lavt materialeforbrug.

Derfor forventer vi at billige kompakte og effektive direkte drevne turbinegeneratorer inden for få år (hvis markedet kommer i gang) kan produceres baseret på den turbineteknologi, som benyttes i dette projekt.

En efterfølgende afprøvning i fuldskala vurderes helt nødvendig for at kunne eftervise og dokumentere høj virkningsgrad og navnlig pålidelighed over en længere driftsperiode.

3 Projektindhold

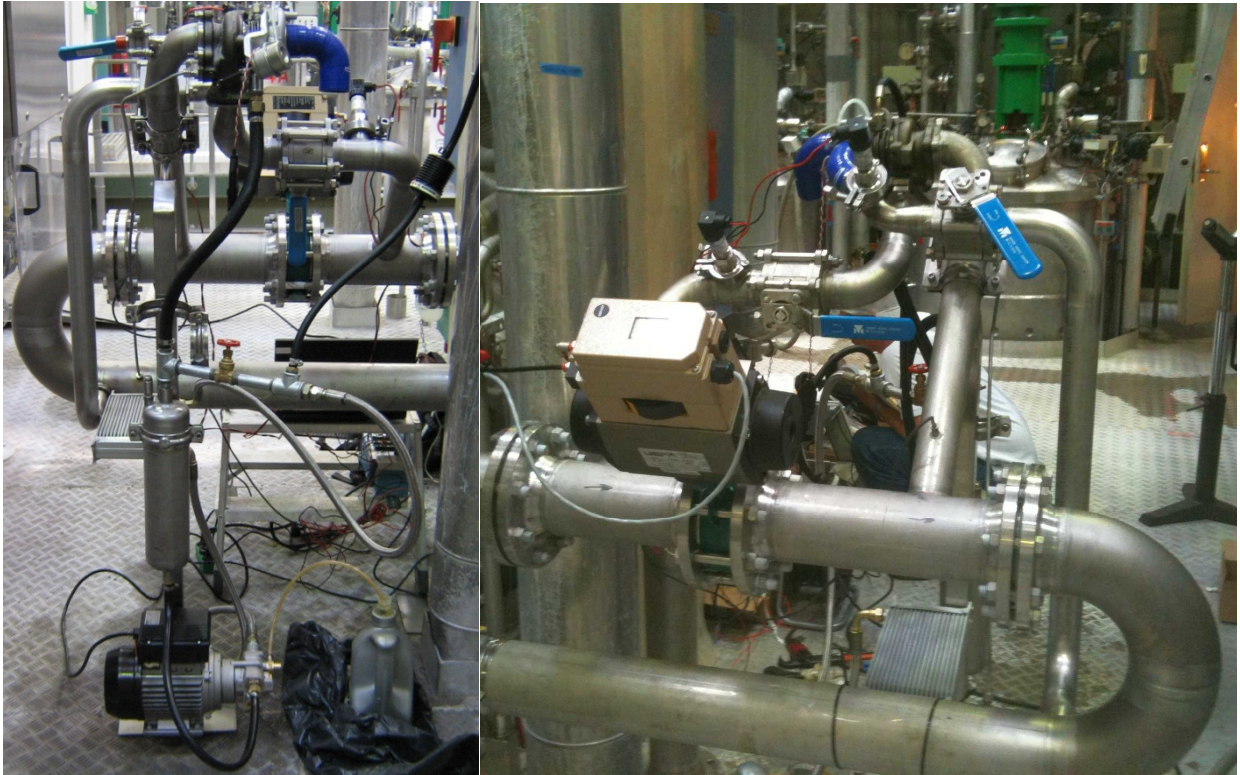
3.1 (WP1): Analyse af pilotforsøg

Der er i 2011 gennemført ekspansionsforsøg (ved hjælp af en turbolader) på afkastluft fra en gæringstank hos Novozymes i Kalundborg med henblik på at se om systemet kan virke tilfredsstillende i forhold til olielækage og evt. isdannelse i ekspanderen (turbinen).

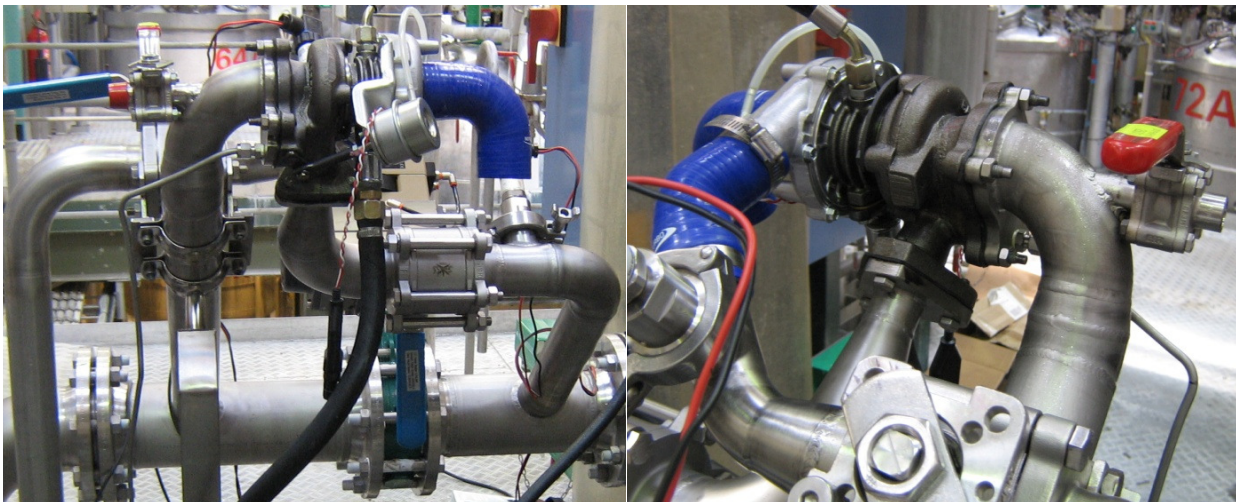
3.1.1 Forsøgsopstilling

Forsøg blev udført på en af de mindre gæringstanke hos NovoZymes (72C), og kun når der ikke var produktion i tanken. Der er gennemført to forsøgsrækker:

1. Med tør afkastluft (ingen vand i tanken).
2. Med fugtig afkastluft, hvor tanken er delvist fyldt op med varmt vand og ved to temperaturniveauer, der repræsenterer en stor del af den normale driftstid.



Figur 2. Forsøgsopstilling sidder på en U-sløjfe, som er bygget ind i det oprindelige afkastrør. I bunden af billedet til venstre ses oliepumpen til smøring og køling af turboladerens lejer og over pumpen ses oliebeholderen og lidt til venstre herfor sidder oliekoøleren. På billedet til højre ses i U-sløjfens øverste gren den automatiske ventil, som holder tanktrykket ved bypass af turbinen. I afkaststrengen fra turbinen kan følerlommen til temperatursensoren anes.



Figur 3. Turboladeren ses øverst på billederne. Den mørke halvdel af turboladeren er turbinen, som tilføres afkastluft fra røret, som afgrener fra den øverste del af det store u-rør (ses på billede til venstre) umiddelbart opstrøms den automatiske bypassventil. Den blanke aluminiumsdel af turboladeren er kompressoren, som suger luft fra omgivelserne (gennem den blå siliconerørbøjning på billedet til venstre), og via en drøvleventil (kan lige anes nederst på billedet til venstre) ledes tilbage til afkastrøret umiddelbart efter u-bøjningen. På billedet til venstre ses tryksensor på turbinens indløbsstreng (før afspæringsventil) og på billedet til højre anes tryksensor på kompressorens afkast umiddelbart før manuel drøvleventil.

3.1.2 Forsøg med tør luft

Under forsøget blev trykket ved indløbet til turbinen og trykket ved udløbet fra kompressoren målt og logget. Temperaturen efter turbinen blev ligeledes målt og logget. Endvidere er der logget data for tanktrykket og tanktemperaturen i NovoZymes system.

I starten blev det konstateret opskumning i oliesystemet. Det blev hurtigt løst ved en mindre ombygning.

Tank 72 C, som kun havde lidt vand i bunden (under røret hvor luften tilføres), blev herefter tryksat ved at specificere et rigeligt luftflow ind på tanken (omkring 0.2 kg/s af hensyn til en passende åbning af reguleringsventilen V-603) og reguleret ind til et overtryk på i første omgang 0.4 baro ved hjælp af den nyindbyggede reguleringsventil (V-603).

Turbinen blev herefter sat i drift ved at åbne cirka halvt for kugleventilen efter kompressoren og derefter gradvist åbne for kugleventilen før turbinen til den var helt åben.

Der blev gennemført målinger på luft fra tanken ved et overtryk på 0.4; 0.6; 0.8 og 1 baro.

For hvert tanktryk (modsvarende et lidt lavere indløbstryk til turbine) blev der justeret på drøvlingen på kompressorens trykside, så der for hvert turbineindløbstryk blev målt drift ved forskellige modtryk på kompressoren. Endvidere blev der med et overfladetermometer målt temperatur ved indløb og udløb fra kompressoren og tilsvarende ved indløb og udløb fra turbine. Forsøgsresultater ses i Figur 5. Temperaturen af luft fra tanken har været gradvist stigende i løbet af forsøget (se Figur 5), formodentlig fordi tanken gradvist bliver varmet op fra en omgivelsestemperatur på omkring 30 C til en ligevægtstemperatur omkring 43 C, af den varmere trykluft der ledes ind i tanken.

Endelig blev oliens temperatur målt. Den højeste temperatur under forsøget blev her målt til 72 C og med en afkøling gennem køleren på cirka 1 C. Med et olieflow (pumpens specifikation) på cirka 11 l/min og en Cp på 1.9 kJ/kgC, fås en køleeffekt på cirka 0.35 kW. Denne varmeeffekt kommer dels fra oliepumpen dels fra køling af turboladerens lejer.

Pumpens energitilførsel kan med et flow på cirka 11 l/min og en trykstigning over pumpen på antaget 7 bar ved en pumpevirkningsgrad på 0.5 estimeres til 0.25 kW. Dertil kommer varmetilførsel i turboladerens lejehus, øvrige varmetab til omgivelser og evt. varmetab ind mod det koldere turbinehus. Den grove energibalance ser således fornuftig ud ved en målt afkøling af olien på cirka 1 grad over køleren.

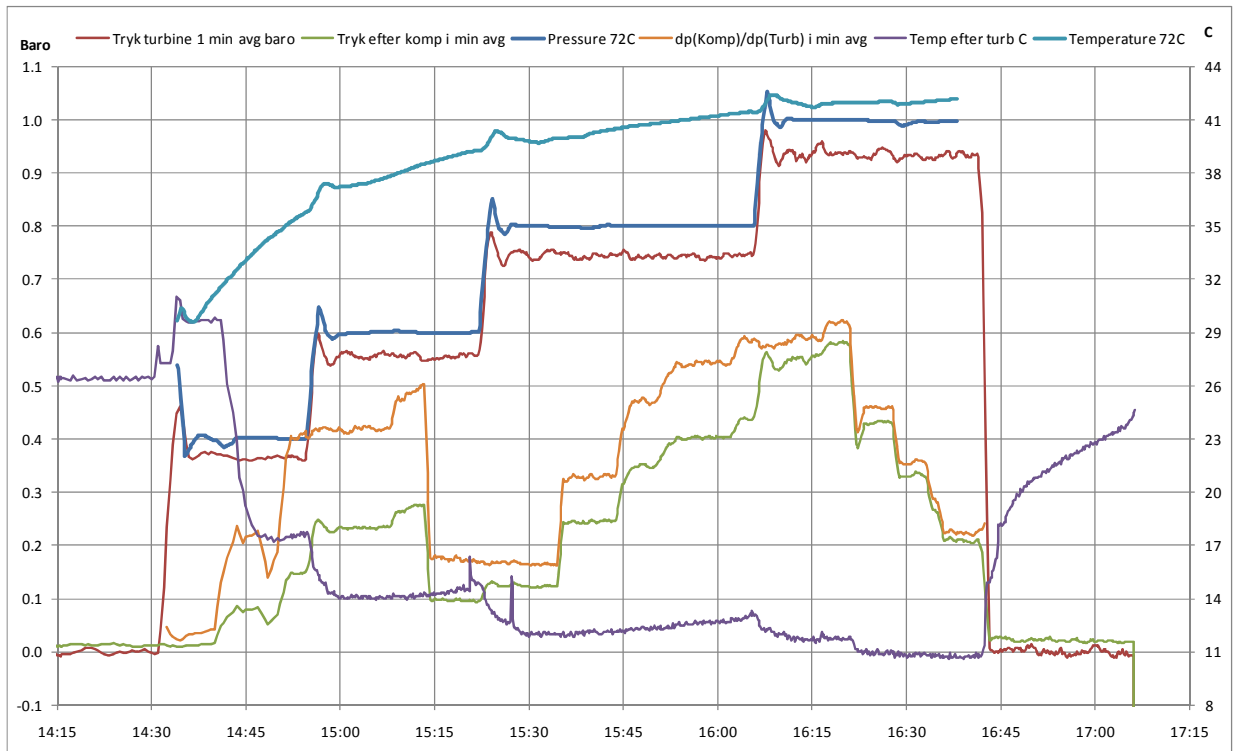
Efter forsøget, er der konstateret at der har været olie på kompressorens trykside. Slør på lejer er inspiceret og ligger så vidt konstateret inden for det tilladelige (radialt 0.2 mm) aksialt ikke mærkbart.

Med et trykforhold over turbinen på 1.93 ved slutningen af forsøget, er temperaturfaldet gennem turbinen mellem 24 og 27 C for de forskellige trykforhold på kompressoren.

Med en tanktemperatur på omkring 30 C vil udløbstemperaturen således nærme sig 0 C. Med fugtig luft, vil der ske en vis udkondensering af vand i ekspansionsforløbet, som vil betyde et mindre temperaturfald. Det vurderes derfor kun at være en lille risiko for at der kan ske isdannelse i turbinen, selvom der ikke når at indstille sig en termodynamisk ligevægt under ekspansionen (underafkøling).



Figur 4. Turboladeren under forsøg med tør luft. Bemærk udkondensering af vand på overfladen af udløbsbøjningen, som viser at temperaturen i udløbet fra turbinen er væsentlig lavere end dugpunktet i omgivelserne.



Figur 5. Forsøgsresultater med tør luft ved 4 tanktryk. Lufttemperaturen ud af tanken er stigende fra cirka 30 C i starten til et mere stabilt niveau omkring 42 C hen mod slutningen af forsøget. For hvert tanktryk er der kørt med flere tryk (ventilindstillinger) efter kompressoren.

Pr_turb: 1.36 T omg: 29 C					Pr_turb: 1.56 T omg: 29 C				
P_kompr	t eft kompr	turb inlet t	turb outlet temp	pos kompr ventil	P_kompr	t eft kompr	turb inlet t	turb outlet temp	pos kompr ventil
bara	C	C	C	Gr	bara	C	C	C	Gr
1.08		32	18		1.23			15.5	
1.15	37	29.6	19.6		1.28	47	31.7	14.6	
					1.095	42	32	14.5	

Tolie: 67 C					Tolie: 72 C				
Pr_turb: 1.75 T omg: 29 C					Pr_turb: 1.93 T omg: 29 C				
P_kompr	t eft kompr	turb inlet t	turb outlet temp	pos kompr ventil	P_kompr	t eft kompr	turb inlet t	turb outlet temp	pos kompr ventil
bara	C	C	C	Gr	bara	C	C	C	Gr
1.12	49	35	12	60	1.53	74	36	12	31
1.24	52	35	12	50	1.58	78	38	13	27
1.35	58	35	12	42	1.43	64	36	11	40
1.4	62	37	12	35	1.33	61	37	10	47
1.43	66	36	12	31	1.21	57	36	10	55

Figur 6. Manuelle temperaturmålinger målt med kontaktermometer på overflade af rør og i fri luft tæt ved ind sugning af kompressor. Tabellen er opdelt i de 4 tanktryk (Pr_turb) og for hvert tanktryk er der varieret på kompressorens trykforhold, som svarer til P_kompr.

3.1.3 Forsøg med fugtig luft

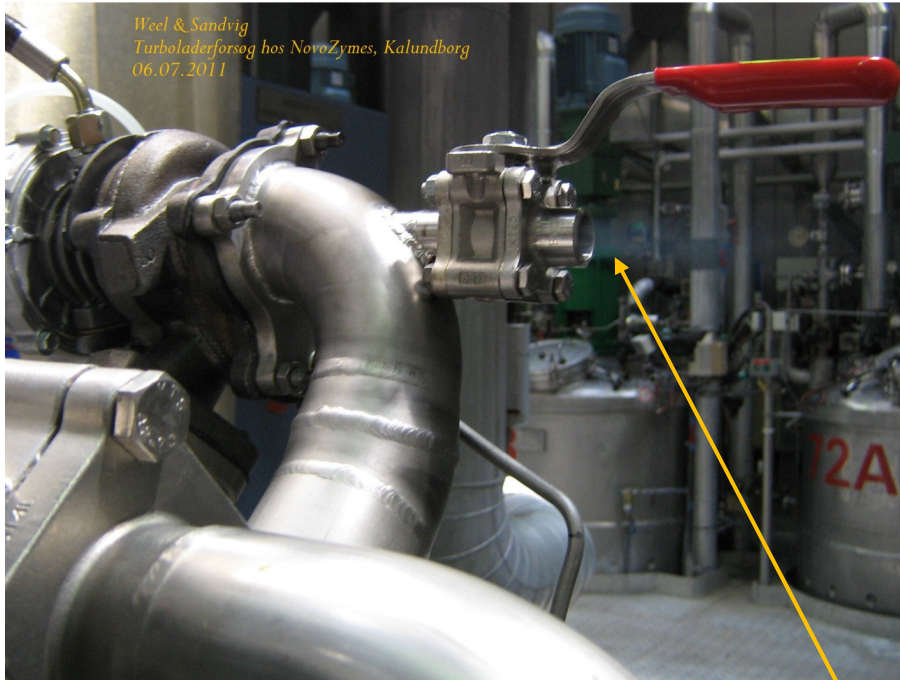
Senere blev en anden forsøgsrække med vand i tanken gennemført. Dette forsøg er gennemført for at godtgøre om der kan være problemer med isdannelse i ekspansionsprocessen af den fugtige luft gennem turbinen. Der var derfor i mellemtiden blevet indbygget en inspektionsstuds (se Figur 7) til et endoskop i rørbøjningen umiddelbart ved udløbet af turbinen, således at der var mulighed for at se ind på turbinehjulet under drift. Der blev målt og registreret de samme parametre, som i det første forsøg.

Der blev gennemført målinger med tre tanktryk: 1.4, 1.7 og 2.0 baro ved en tanktemperatur på cirka 38 C. Derefter blev tanktemperaturen sænket til cirka 30 C og der blev målt ved først et tanktryk på 2.0 baro og derefter ved et tanktryk på 1.7 baro. For hver tryk og temperaturkombination blev målt ved 3-4 modtryk på kompressor (ventilstillinger af drøvleventil efter kompressoren). Resultaterne ses i Figur 8 og i Tabel 1 og Tabel 2.

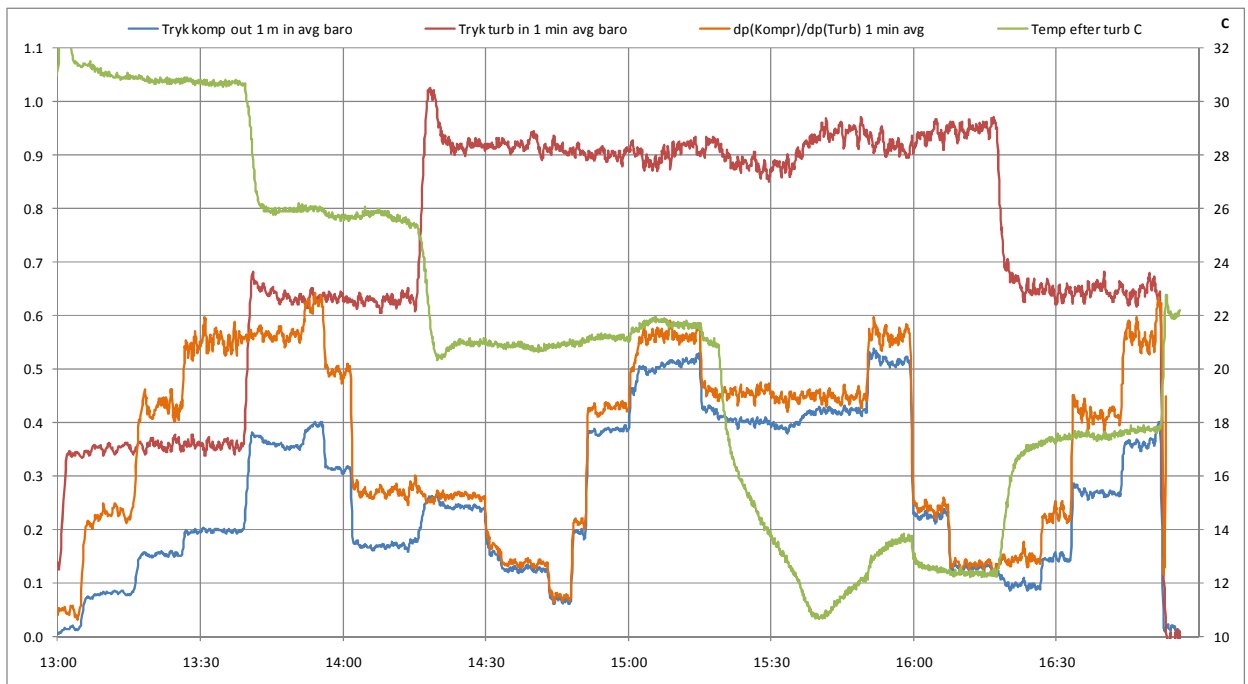
Der kunne i de forskellige driftstilstande konstateres tågedannelse i mere eller mindre omfang i afkastluften fra turbinen (se fx Figur 7).

Der er ikke på noget tidspunkt under forsøg med fugtig luft observeret noget der indikerer isdannelse i turbinen. Laveste temperatur målt på overflade af rør ved turbineudløb blev målt til 11 C ved et tanktryk på 2.0 baro og en tanktemperatur på 30 C. Denne kombination af tryk og temperatur er det der giver den laveste temperatur, der kan forventes i løbet af en normal

batchdrift. Med en højere turbinevirkningsgrad kan temperaturen nærme sig frysepunktet for vand.



Figur 7. Inspektionsstuds ved turbineudløb med åben ventil. Bemærk tågen af små dråber af vand i luften ud af ventilen.



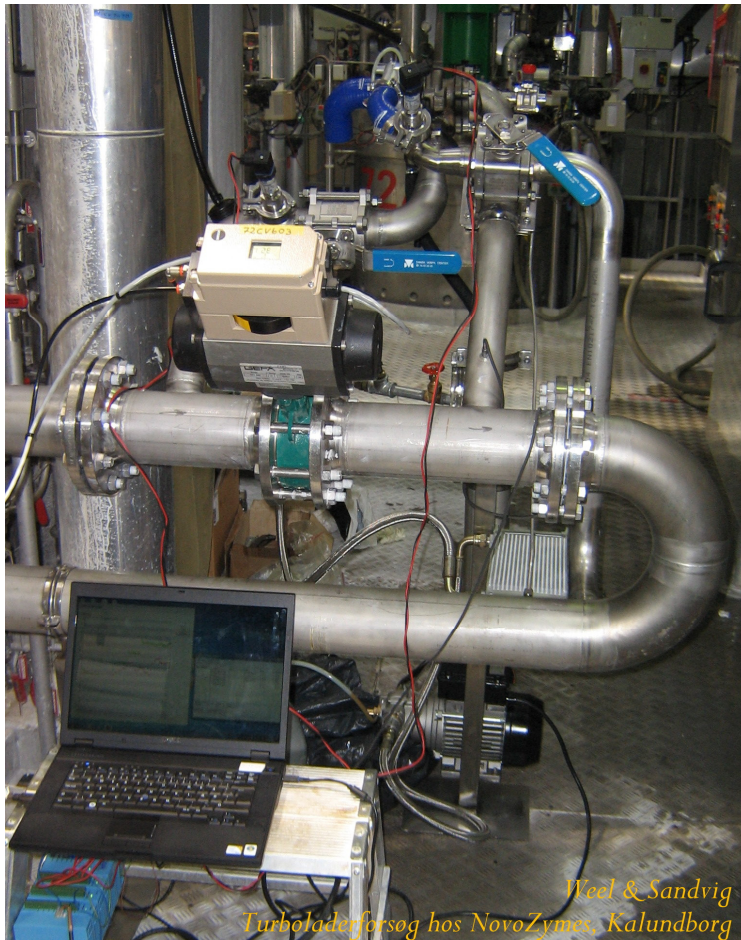
Figur 8. Resultater fra forsøg med fugtig luft (bemærk at indløbstemperaturen til turbinen og tanktemperaturen er reduceret i perioden fra kl. 15.15 – 16. 50).

Garrett GT-1544: Maks. turbinevirkningsgrad 62 %. Maks. kompres.virkningsgrad 74.5 %					Tanktemperatur						38 C	
Tidspunkt	Ventilposition %	P_kompr Baro	p turb Baro	T_ eft turbine C	Indløb til kompressor C	Afgang kompressor C	Indløb turbine C	Afgang turbine C	Olief ind køler C	Olief ud køler C	Eta_ is turbine	Udkondenseret andel %
P tank 1.4 bara					Temperaturmålinger overflade							
13:10	55	0.081	0.361	31.05	33	41	37	31	61	58	0.251	1.4%
13:21	40	0.158	0.359	30.78	33	45	38	31			0.488	8.5%
13:28	35	0.197	0.365	30.76		49	38	31	63	61	0.473	8.2%
13:37	35	0.198	0.354	30.73	32	47	38	31			0.512	9.1%
P tank 1.7 bara					Temperaturmålinger overflade							
13:43	35	0.363	0.651	26.00		62	38	26	69	68	0.498	16.2%
13:48	35	0.353	0.634	25.94	33	60	38	26			0.529	17.4%
13:52	32	0.386	0.618	25.98	33	64	38	26			0.550	18.0%
13:56	40	0.317	0.635	25.81	33	57	38	26			0.540	17.9%
14:04	55	0.169	0.628	25.83	33	52	37	27	71	70	0.447	13.5%
14:10	55	0.174	0.628	25.64	33	51	37	27			0.466	14.5%
P tank 2 bara					Temperaturmålinger overflade							
14:25	55	0.243	0.908	20.97	33	60	37	22		70	0.513	24.6%
14:36	65	0.124	0.919	20.90	33	59	37	21			0.508	24.6%
14:45	75	0.070	0.917	20.88	33	58	37	22			0.511	24.7%
14:48	55	0.179	0.903	20.95		60	37	22			0.519	25.0%
14:51	40	0.342	0.899	21.11	31	67	37	22		75	0.512	24.3%
15:02	35	0.504	0.908	21.57	31	76	37	22			0.477	21.8%
15:13	40	0.515	0.924	21.64	31	76	38	21	76	76	0.525	25.1%

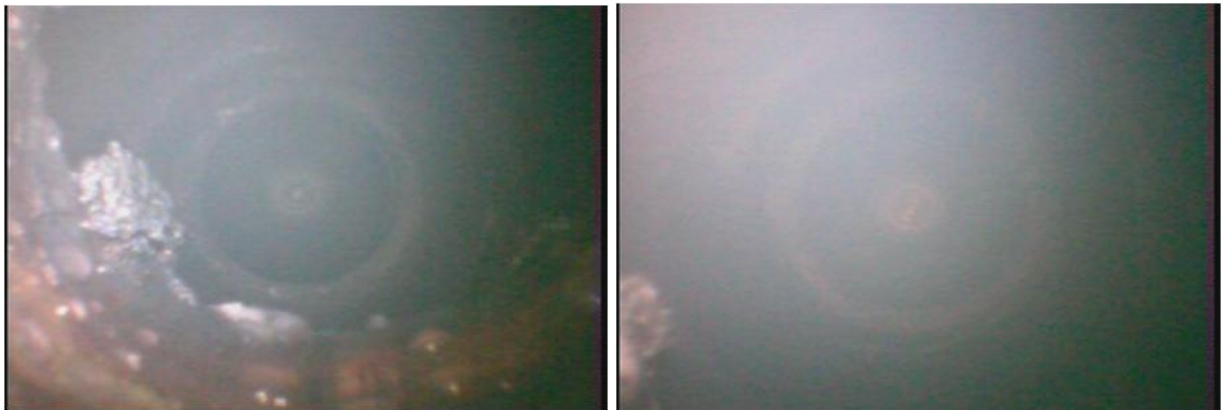
Tabel 1. Forsøg med fugtig luft og tanktemperatur på 38 C. Manuelle temperaturmålinger målt med kontaktermometer på overflade af rør og i fri luft tæt ved ind sugning af kompressor. Tryk før turbine og temperatur efter turbine baseret på 1 minuts middelværdier af cirka 12 samlinger. Tryk efter turbine er sat til 1.0 bara (svagt undertryk).

Garrett GT-1544: Maks. turbinevirkningsgrad 62 %. Maks. kompressorvirkningsgrad 74.5 %					Tanktemperatur						30 C	
Tidspunkt	Ventilposition %	P_kompr Baro	p turb Baro	T_ eft turbine C	Indløb til kompressor C	Afgang kompressor C	Indløb turbine C	Afgang turbine C	Olief ind køler C	Olief ud køler C	Eta_ is Turbine	Udkondenseret andel %
P tank: 2.0 bara					Temperaturmålinger overflade							
15:35	40	0.401	0.901	12.17	32	66	30	13	73		0.568	36.6%
15:42	40	0.425	0.931	10.95	28	68	30	11			0.599	40.6%
15:47	40	0.425	0.949	11.85	31	69	30	12			0.555	36.3%
15:50	35	0.493	0.941	12.50	32	75	30	12			0.527	33.8%
16:03	55	0.225	0.939	12.57	32	60	31	12			0.574	37.3%
16:11	65	0.129	0.950	12.35	31	59	31	12			0.576	37.9%
16:18	2 bara til 1.7 bara											
P tank: 1.7 bara					Temperaturmålinger overflade							
16:25	65	0.093	0.654	17.17	31	50	31	17		71	0.593	27.9%
16:30	55	0.148	0.642	17.43	31	52	31	17			0.590	27.2%
16:38	45	0.269	0.658	17.43	31	56	31	17			0.571	26.5%
16:42	45	0.267	0.637	17.56	31	56	31	18			0.588	26.9%
16:48	35	0.359	0.648	17.77	32	64	31	18		72	0.559	25.4%

Tabel 2. Forsøg med fugtig luft og tanktemperatur på mellem 30 og 31 C. Manuelle temperaturmålinger målt med kontaktermometer på overflade af rør og i fri luft tæt ved ind sugning af kompressor. Tryk før turbine og temperatur efter turbine baseret på 1 minuts middelværdier af cirka 12 samlinger. Tryk efter turbine er sat til 1.0 bara (svagt undertryk).



Figur 9. Forsøgsopstilling set fra den anden side med dataopsamling på PC.



Figur 10. Billeder taget med endoskop (Rigid Micro Explorer) ind mod turbinehjulets udløb.
Til venstre: Kl: 13:21 (tank: 1.4 baro, 38 C). Til højre: Kl: 16:15 (tank: 2.0 baro, 30 C).

3.1.4 Analyse og konklusion af turbineforsøg

De udførte forsøg med tør og fugtig luft viste at turboladeren er i stand til at køre stabilt i den anvendte opstilling og producere trykluft. Formålet med forsøget var dels at se om der var væsentlig olielækage dels om der kunne opstå isdannelse i turbinen og i øvrigt få en indikation af, hvor god virkningsgrad man kan forvente på turbinen.

3.1.4.1 Olielækage

Bortset fra under starten af det første forsøg med tør luft, hvor olieforsyningen på et tidspunkt var ustabil (hvorefter oliesystemet straks blev ændret), er der ikke konstateret tegn på væsentlig olielækage under forsøgsdriften. Det skal bemærkes at der ikke er kørt mere end cirka $2 \times 3\frac{1}{2}$ times forsøgsdrift på opstillingen, og der har ikke været en præcis måling af oliestand under samme temperaturbetingelser før og efter forsøg. Et mindre olietab (anslået op til maksimalt 0.1 liter) i løbet af forsøgsperioden kan således ikke udelukkes.

3.1.4.2 Virkningsgrad på turbine

Den anvendte turbolader har en ret lav turbinevirkningsgrad, som er opgivet til maksimalt 62%. Turboladeren til det indledende forsøg er dog valgt primært ud fra dens pris og det forhold at den ikke krævede både en olie- og vandkreds til køling. I de udførte forsøg kunne vi desværre ikke måle omløbstallet på turboladeren (defekt omdrejningssensor). Det gør bestemmelsen af driftspunkter mere usikker.

Ud fra målinger af tryk og temperatur før og efter turbinen og med antagelse om at det er mættet luft ved indløbet til turbinen er turbinens virkningsgrad beregnet (se Tabel 1 og Tabel 2). Med den antagelse ses, at der opnås en noget bedre virkningsgrad ved en tanktemperatur på 30 C (virkningsgrad op til knap 60%) end ved 38 C. Virkningsgraden for kompressoren er bestemt til at ligge op til omkring 70%, når trykforholdet over kompressoren er mellem 1.4 og 1.5. Ud fra kompressormap og simuleringer i MATLAB når vi frem til at omdrejningstallet ved et trykforhold på 1.5 er ca. 125000 rpm. Masseflowet gennem turbinen er her beregnet til omkring 4.1 Nm³/minut. Dette gælder både når der anvendes tør luft og fugtig luft.

Følerlommen til temperatursensoren var placeret efter en 90 gr. bøjning cirka 1 meter nedstrøms i røret fra turbineudløbet. Røret var usoleret, og der var ved de lave temperaturer udkondensering på den ydre overflade. Udløbstemperaturen fra turbinen vil således være lidt lavere end den temperatur, der registreres med temperatursensoren i følerlommen. Der ses god overensstemmelse mellem temperaturer målt med kontakttermometer (opløsning kun een grad C) på overfladen af røret umiddelbart efter turbinen og de tilhørende temperaturer målt med sensoren i følerlomme cirka 1 meter nedstrøms. Det vurderes at temperaturen ud af turbinen maksimalt er en halv grad højere end det, der er målt i følerlommen.

Der kan sagtens fås turbiner med en væsentlig bedre virkningsgrad end den her aktuelle på maksimalt 62%. Som følge af den ret beskedne virkningsgrad i ekspansionen opstod der ikke noget problem med isdannelse i forsøget med fugtig luft. Problemer med isdannelse vil ifølge vores beregninger sandsynligvis kun kunne forekomme ved en virkningsgrad på over 80% i ekspansionsprocessen ved høje tanktryk (omkring 1.9 bara) og lave tanktemperaturer (omkring 30 C).

Det skal bemærkes at usikkerheden på bestemmelse af turbinens virkningsgrad ud fra målingerne er stor, da en fejlmåling på blot 1 C på temperaturfaldet gennem turbinen vil give en fejl på omkring 5% point på turbinens virkningsgrad.

3.2 (WP2): Egnede højhastighedskomponenter

I dette projekt fokuseres på processer med et relativt lille arbejdspotentialer, som betyder at turbinen skal køre med omløbstal typisk højere end 20 krpm. Det er ud fra en betragtning om at det netop vil være sådanne processer, som ikke udnyttes i dag og at forekomsten her er langt hyppigere end der, hvor potentialer på den enkelte proces er større.

Et vigtigt kriterium i udvælgelsen af højhastighedskomponenter er prisen. Den producerede el vil ofte substituere indkøb af el og det er denne besparelse der skal tilbagebetale investeringen.

Markedet for egnede højhastighedskomponenter, der kan indgå i konceptet, er afsøgt. De teknologier, der er i spil, kan inddeles i direkte drevne højhastighedsgeneratorer, og generatorer, som via et mekanisk gear kører med et omløbstal, som er lavere end turbinens.

3.2.1 Turbine "sizing"

Ved nydesign af en turbine regner man sig normalt først frem til et udgangsdesign, som estimerer nogle hoveddimensioner, der kan danne grundlag for et optimalt detaljeret design¹. Til hoveddimensioner hører turbinens omløbstal og overordnede geometri som indløbs- og udløbsdiametre.

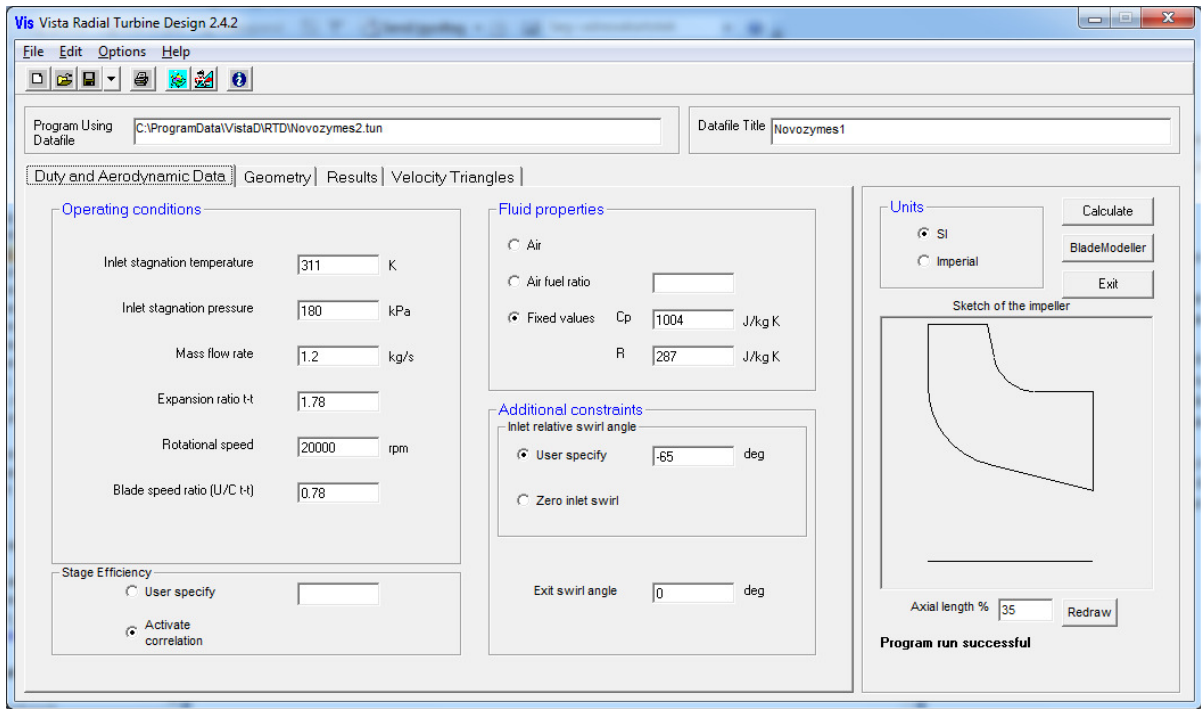
Udlægsdesign (eller "sizing") kan udregnes når procesmedium, flow, indløbstemperatur og trykforhold kendes. Ved indpasning på en eksisterende industriel proces vil alle fire parametre ofte være givne. Med de fire parametre fastlagte, vil det optimale turbinedesign mht. omløbstal og dimensioner være begrænset til et forholdsvist snævert område, hvis der skal opnås en effektiv udnyttelse af arbejdspotentialer i ekspansionsprocessen.

Til turbine "sizing" har vi benyttet et værktøj (Vista RTD) fra PCA Engineers, som er udviklet til radialturbiner.

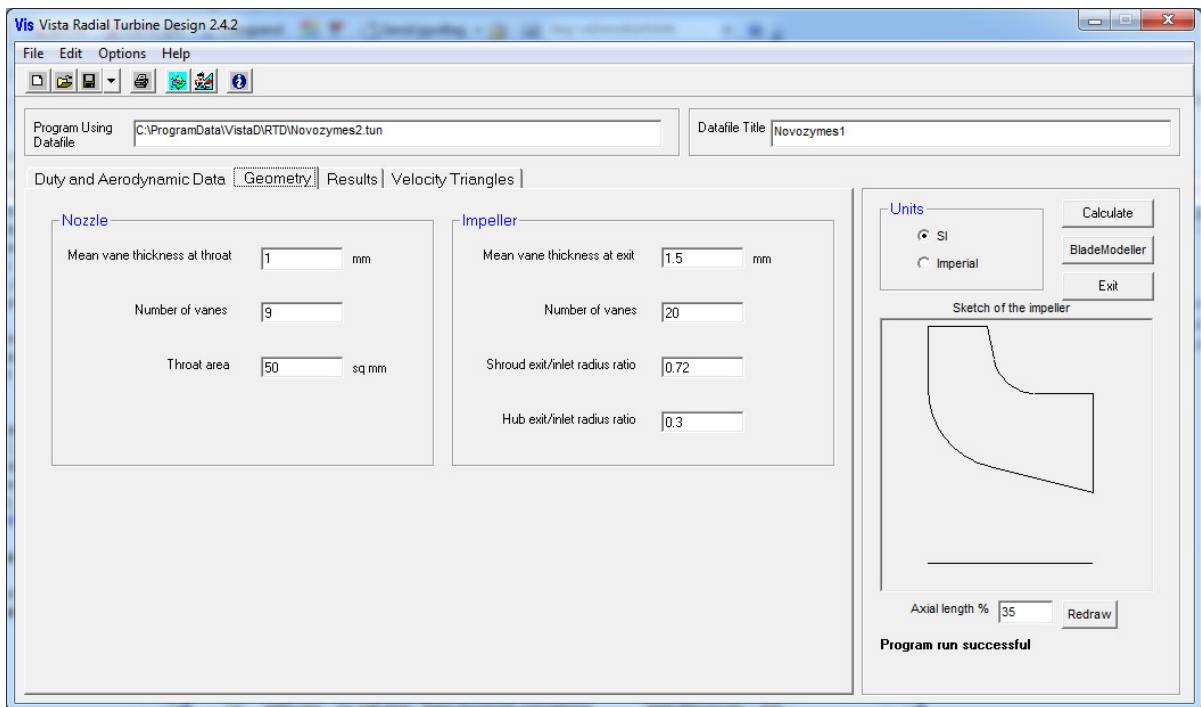
I de følgende skærbilleder (Figur 11 og Figur 12) er vist et eksempel på hvordan input angives til "Sizing" i Vista software, mens resultater ses i Tabel 3 og Figur 13. Turbinen er designet ud fra følgende forhold.

- Medium: luft
- Massestrøm: 1.2 kg/s
- Indløbstemperatur 311 K (38 °C)
- Indløbstryk 1.8 bara
- Udløbstryk 1.01 bara

¹ Der findes kommercielt tilgængelig software (fx CF Turbo eller Fluent), som gør det muligt at optimere design i detaljer og analysere tryk og flowforhold på turbine eller kompressor ud fra arbejdsmedium, tryk- og temperaturforhold og evt. begrænsninger på omløbstal m.m. I nærværende projekt har det ikke været intentionen at lave et detaljeret optimeret design og er bl.a. begrundet med prisen for de nævnte softwarepakker og nødvendigt tidsforbrug.



Figur 11. Spesifikation af duty m.m.



Figur 12. Spesifikation af geometri.

INPUT DATA SUMMARY										
T0(K)	P0(kPa)	Mass(kg/s)	Exp tt	N(rpm)	U/C	Eff(%)	Cp(J/kg K)	R(J/kg K)		
311.0	180.0	1.200	1.780	20000	0.780	85.5	1004.000	287.000		
Nozz Thk(mm)	Num Nozz	Nozz Area(sq mm)	Imp Thk(mm)	Num Imp	Shr O/I	Hub O/I				
1.000	9	50.000	1.500	20	0.720	0.300				
PERFORMANCE										
W5/W4	Vx5/U4	Exp ts	Q/Qchk	MrT/P(e-5)	Pwr(kW)	Rctn	U/C ts	dH/U^2	Ns tt	
2.296	0.219	1.812	0.855	11.757	48.694	0.669	0.769	0.703	0.629	
Tout(K)	T0out(K)	Pout(kPa)	P0out(kPa)							
269.2	270.6	99.3	101.1							
LOSSES: Load Fric Clear Exit Tot					EFF(%) :Stg ts		Stg tt	Imp ts	Imp tt	
0.071 0.016 0.006 0.024 0.117					83.2		85.5	85.7	88.3	
INLET VELOCITIES										
Mabs	Mrel	U4(m/s)	V4(m/s)	W4(m/s)	Vw4(m/s)	Vr4(m/s)	alpha4(deg)	beta4(deg)		
0.499	0.228	240.283	172.175	78.730	168.929	33.273	78.857	-65.000		
OUTLET VELOCITIES (at Shroud)										
Mabs	Mrel	U5(m/s)	V5(m/s)	W5(m/s)	Vw5(m/s)	Vx5(m/s)	alpha5(deg)	beta5(deg)		
0.160	0.550	173.004	52.686	180.762	0.091	52.686	0.099	-73.054		
IMPELLER GEOMETRY										
d4(mm)	Tip width(mm)	d5hub(mm)	d5shr(mm)	d4/d5rms	Solidity					
229.453	28.564	68.836	165.206	1.813	0.000					
Exducer vane angles:		beta'5rms(deg)	beta'5shr(deg)	beta'5hub(deg)						
		-68.31	-73.05	-53.80						
NOZZLE GEOMETRY										
Q/Qchk	Inner Dia(mm)	Vless A/R(mm)								
0.745	263.871	35.350								

Table 3. Resultater fra beregning.



Figur 13. Hastighedstrekanter og angivelse af hastigheder.

Beregningerne fra indledende turbinedesign viser at hvis der ønskes en løsning uden gear mellem turbine og generator er der behov for en generator, der kan køre med et omløbstal, som er væsentligt højere end standardgeneratorene.

I relation til industrielle fermenteringsprocesser, som svarer til dem, der anvendes hos NovoZymes og Novo Nordisk, er vi kommet frem til at en turbine, som passer til et indløbsflow

på 1.29 kg/s (svarende til en 80 m³ fermentor), en indløbstemperatur på 38 C og et trykforhold på 1.8 har et optimalt omløbstal ved omkring 19000 rpm. Hvis luftstrømmen splittes i to (0.645 kg/s) og med samme øvrige ind- og udløbsforhold, er vi nået frem til at det optimale omløbstal for turbinedesignet er cirka 26000 rpm.

3.2.2 Direkte drevet højhastigheds-generator

I de seneste par årtier er højhastighedsgeneratorer blevet udviklet til bl.a. elproducerende mikrogasturbiner og til kompakte turbokompressor units til luftforsyning i forbindelse med beluftning af spildevandsbassiner. Endelig har teknologien også bredt sig til køle- og varmepumpe industrien (Verdicorp og Turbocor, hvor sidstnævnte i dag ejes af Danfoss) og til ORC-anlæg. Der findes i dag en del specialproducenter af højhastigheds motor- eller generatorteknologi, men kun få, om nogen, sælger enkeltdele som hyldevarer.

I de senere år er det kommet gang i udvikling af elektrisk turbo-compounding på stempelmotorer med henblik på bedre brændstoføkonomi. Her i 2014 har teknologien også fundet vej til Formel 1, netop fordi brændstoføkonomi også her er blevet en reel konkurrenceparameter.

I industrielle applikationer er der flere fordele ved at anvende en permanentmagnet højhastigheds generator, som er sammenbygget direkte med en turbine:

1. Der kan opnås en kompakt installation på indbygningsstedet, fordi den nødvendige power-elektronik, til at omforme den producerede el til at kunne lægges ind på et 50 Hz net, og kølesystem til generatoren ikke behøver at blive installeret i umiddelbar nærhed af turbine-generator enheden.
2. Hastigheden kan reguleres fleksibelt i forhold til det, der er optimalt for den pågældende turbine og aktuelle flow og trykforhold.
3. Få komponenter.
4. Høj virkningsgrad.
5. Ingen energitab og støj fra gear eller remdrev.
6. Nemt at renholde omkring installationen.

En væsentlig udfordring er at finde komponenter, som både har passende kapacitet og driftsområde og samtidigt en lav komponentpris og hvor der kan forventes en tilstrækkelig holdbarhed til at kunne køre langtidsdrift. Endvidere kan det tage tid at få en producent til at erkende et nyt marked og derefter satse på det.

Specielt er der lagt vægt på at finde egnede færdigdesignede højhastighedsgeneratorer. Det er ud fra betragtningen om at et passende turbinedesign relativt billigt kan designes og produceres (hvis der skal produceres mange), mens specialdesignede højhastighedsgeneratorer indtil videre er væsentligt dyrere at få produceret og antallet af producenter, der har kompetencen, er langt færre.

Der findes som nævnt en række producenter af højhastighedsudstyr, der kan anvendes til udnyttelse af arbejdspotentialer ved trykreduktion og ekspansion i industrielle processer. For mange

gælder dog stadigvæk at det er specialudstyr, som kan laves på bestilling (meget dyrt) eller også indgår produktet i et nøglefærdigt koncept til en specifik opgave (fx. beluftningssystemer til spildevandsrensning).

Uanset om nøglekomponenten højhastighedsgeneratoren/motoren er produceret af underleverandør eller af selve leverandøren af hele systemet, er det vores erfaring at det ikke umiddelbart er muligt at købe enkeltdele.

Specielt inden for systemer til beluftning i forbindelse med spildevandsrensning er turbokompressorer velegnet til at opnå en kompakt kompressorunit, som kan levere det krævede tryk på luften på op til omkring 1 bars overtryk. Teknologien har her fået stor udbredelse. Eksempler på producenter med direkte drevne kompressorer med PM motorer i dette markedssegment er:

Fabrikat	Lejetype	Motorkøling		
ABS(HST)	Magnetisk	Separat kølesystem		
Aertzen (K-turbo)	Luft	Separat kølesystem		
Atlas-Copco	Magnetisk	Separat kølesystem		
HSI	Luft	Procesluft fra kompressor via indkapsling		
APG-Neuros	Luft	Procesluft fra kompressor via indkapsling		
Siemens (Turblex)	Luft	Separat kølesystem		

Tabel 4. Producenter af trykluftssystemer (fx til beluftning af spildevandsbassin) med direkte drevne turbokompressorer.

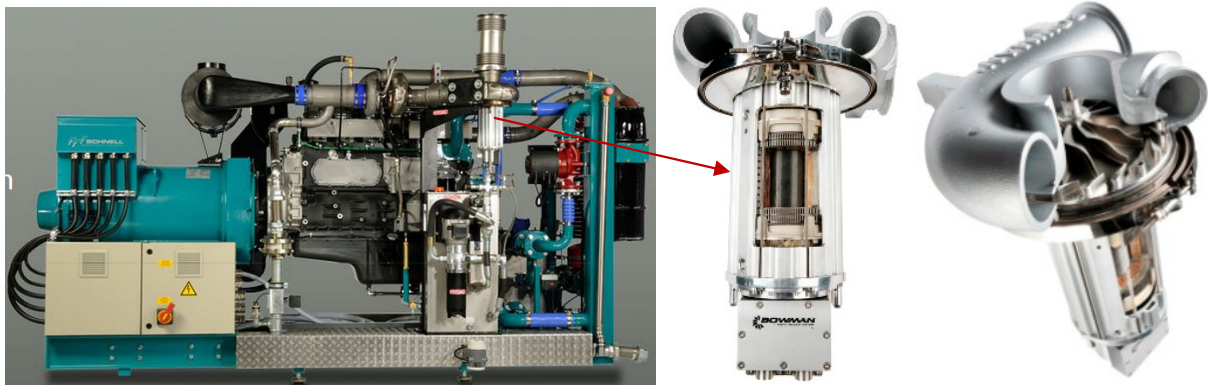
Andre producenter af udstyr med højhastighedsmotorer, som vi har vurderet eller været i kontakt med er bl.a.:

- ATE: højhastigheds motorer og generatorer.
- Burgi-Reuland Engineers (specialmotorer bl.a. til testbænke til flyindustri)
- Calnetics: Bl.a. in-pipe expander-PM-generator units med magnetlejer.
- Capstone: Største producent af kompakte integrerede mikro-gasturbiner og PM generator (30, 65 og 200 kWe enheder).
- Corac Energy Technologies: højhastigheds motorer og generatorer.
- Deprag GET: Impulsturbine/generator op til 40000 rpm. 5, 20 eller 50 kWe units.
- E+A (rotor og vindinger i højhastighedsmotorer).
- John Deere: Elektrisk turbo compounding.
- Mohawk Innovative Technology Inc. (MITI): Udviklings- og testlaboratorium af high-speed komponenter så som elmotorer, oliefri lejer og tætninger.
- Perske: Producent af bl.a. asynkron spindelmotorer. Fås som hyldevarer (fx 18000 rpm 55 kW) og mindre PM motorer.
- S2M (SKF): In-pipe expander-PM-generator units med magnetlejer.
- Synchrony (nu Dresser-Rand): NovaDrive (400 kW 20 krpm og muligvis også 100 kW 60 krpm) PM motor med magnet lejer og luft eller gaskøling af rotor.

- Tamturbo: Direkte drevet turbokompressor med PM motor, magnetlejer til oliefri trykluft. Virksomheden er i en opstartsfasen.
- Turbec (nu Ansaldo Energia): 100 kW mikro-gasturbine generator unit.
- Verdicorp og Turbocor (sidstnævnte nu helt overtaget af Danfoss): PM motor (op til 48000 rpm) direkte drevet 1-trins eller 2-trins hermetisk turbokompressor eller turbine unit.

En mulig og lovende kandidat er et system produceret af Bowman Energy Recovery Systems i England, som har udviklet og nu fremstiller og sælger nøglefærdige højhastigheds-generatorsystemer til at udnytte arbejds-potentiale i udstødningsgas fra motorer til elproduktion (electric turbo-compounding). Bowman har tidligere udviklet og produceret kompakte el- eller kraftvarmeanlæg baseret på mikro-gasturbiner, og har delvist udviklet teknologien i forbindelse hermed.

Selve turbine-generator enheden fylder kun en mindre del af det samlede system, jf. tabel med dimensioner (se Figur 15), og giver derfor mulighed for installation på steder, hvor pladsen er sparsom, som fx. ved udnyttelse af arbejds-potentiale i procesgas på industrielle anlæg. Udover elektriske forbindelser skal der til- og bortledes olie gennem slanger eller rør til køling af generatoren.



Figur 14. System fra Bowman integreret på et motorgeneratoranlæg. Til højre snit i turbine og generator unit.



Figur 15. Power-elektronik (tv) og turbine-generator unit sammen med olie-kølesystem (th).

Vi har besøgt Bowman Power i Southampton, England. Formålet med besøget var at tale om og afdække hvilke muligheder der er for at tilpasse deres systemer eller komponenter til at kunne anvendes hensigtsmæssigt ifm. udnyttelse af tryksat procesgas (luft eller fugtig luft) fra industrielle processer. Endvidere at få en indikation af til hvilken pris, Bowman forventer at kunne sælge sådanne modificerede systemer.

Bowman har mere eller mindre standardsystemer med en kapacitet på 30, 60 eller 120 kW. 60 kW enheden er designet til et omløbstal omkring 40000 rpm. Systemerne sælges gennem større langtidskontrakter, hvor Bowman er underleverandør til OEM af generatoranlæg baseret på stempelmotorer. Anlæggene opstilles primært, hvor der gives en høj elpris, fx. i form af en feed-in støtte til elproduktionen ifm. anvendelse af biofuel på motoren.

De leverer som udgangspunkt kun systemerne via OEM, som via deres forhandlernet varetager service primært i form af at efterse oliekolesystemet samt skift af olie og filtre. Egentlige renoveringer (major overhaul) af turbine-generatordel forventes dog at skulle udføres af Bowman, som bl.a. består i at lejer udskiftes og rotoren rebalanceres. Det optimale interval for major overhaul er ikke endeligt fastlagt men forventes at være mellem 30 og 40 tusinde timers drift. Det bemærkes at de første installerede systemer nu er oppe på at have kørt omkring 30.000 timer. Systemerne forventes at kunne renoveres 3 gange (dvs. sammenlagt omkring 100 tusinde driftstimer).

Af besøget fremgik at produktionen endnu ikke var automatiseret og optimeret. Derfor forventer vi, at der er et stort potentiale for fremtidig prisreduktion på systemerne, når produktionen mangedobles og automatiseres.

Vi fik oplyst et prisniveau på omkring 5000 kr./kWe for en 60 kW enhed og 6500-7000 kr/kWe for deres 30 kW enhed. Fremtidige priser er ret usikre men med en væsentlig større produktionsvolumen var forventningerne hos Bowman at priserne kan komme ned i et væsentligt lavere niveau og muligvis ned på omkring en trediedel af det nuværende.

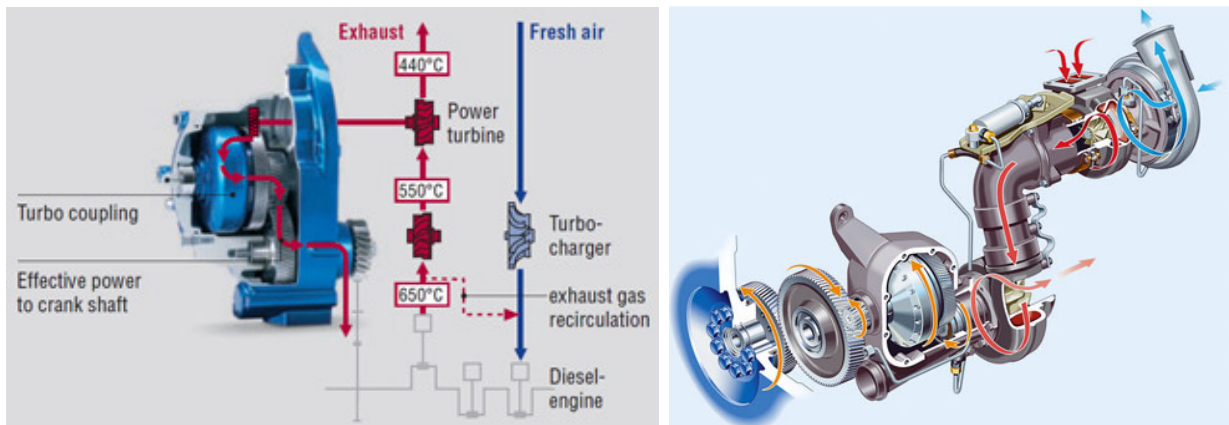
Det bestyrker os i at teknologien, selv med det nuværende prisniveau, baseret på et lavt produktionsvolumen, er meget konkurrencedygtig til elproduktion i de applikationer vi ser på. Fremtiden ser endda endnu mere lovende ud for teknologien.

3.2.3 Gearet løsning med tandhjulsgear

Som et alternativ til den direkte drevne højhastighedsgenerator er en nedgearing, så en standard generatorenhed kan benyttes. Dette kan vise sig at være en billigere løsning for nuværende og på mellemkort sigt. Der findes visse gearede turbineløsninger, som rent størrelsesmæssigt passer rimelig godt. Det er såkaldte mekaniske turbo-compound systemer, som i de seneste par årtier er udviklet især til lastbilindustrien (Scania, Volvo, Voith m.fl.).

Mekanisk turbo-compounding blev allerede udviklet til flymotorer fra omkring slutningen af Anden Verdenskrig (bl.a. Napier Nomad, Curtiss-Wright R-3350 og Allison V-1710), men var givetvis for komplicerede og kostbare til at blive succesfulde. Dengang var det med henblik på

bedre brændstoføkonomi og dermed længere rækkevidde. Bedre brændstoføkonomi er stadigvæk begrundelsen i dag, hvad enten det er mekanisk eller elektrisk turbo compounding.



Figur 16. Turbo-compound fra Voith (til højre) med max turbine effekt på 75 kW ved 50 krpm. Til venstre turbo-compound fra Scania. Det er kun power turbine, gear og kobling, der tænkes anvendt.

Størrelsen og omløbstallet af de turbiner, der findes i turbo-compound systemer, designet til lastbilindustrien, passer som nævnt ret godt til at ekspandere afkastet fra en typisk industriel gæringsbeholder. De mekaniske compound-systemer på forbrændingsmotorer har et gear integreret, således at effekten føres tilbage til den relativt langsomt roterende hovedaksel (krumtap) på motoren.

En mulighed er at tilslutte generatoren på den langsomme udgangsaksel fra gearet. Systemerne er designet til specifikke motortyper, så der ligger en opgave i at designe tilkoblingerne både på gas side og det mekaniske drev, så det passer sammen med det valgte turbo-compound system. Hvis systemerne indkøbes som reservedele til lastbiler, er der formodentlig en ret høj avance på systemet i forhold til fremstillingsprisen. Ved større indkøb kan der formodentlig opnås rabat.

Vi har været i dialog med Volvo PowerTrain i Malmø vedr. designtekniske spørgsmål og hos Volvo i Tåstrup (Michael Jensen), har vi fået oplyst følgende priser (som reservedel) til en Volvo D12 500 TC:

Power turbine og gear:	41000,- ex. moms
Turbine hjul alene.	10780,-

Systemet sælges så vidt oplyst ikke mere på nye lastbiler. En årsag er måske at der efter forlydende har været problemer med holdbarheden, som muligvis er relateret til megen tomgangskørsel med motoren under parkering.

Scania (i Valby) har tilsvarende oplyst priser på et system til en Scania motor (12 L DT12):

Power turbine:	31575,- ex. moms
Gear:	36865,-

De anførte priser er på et attraktivt niveau i relation til at skulle udnytte bagtryk til elproduktion, såfremt holdbarheden er på mere end et år.

Med et turbo-compound system, som ovenstående fra lastbilindustrien, kan løsningen være at koble gearet ind på en standard 2-pols asynkrongenerator, som kører ved et omløbstal lidt over 3000 rpm alternativt med permanent magnet synkrongenerator ved 3000 rpm.

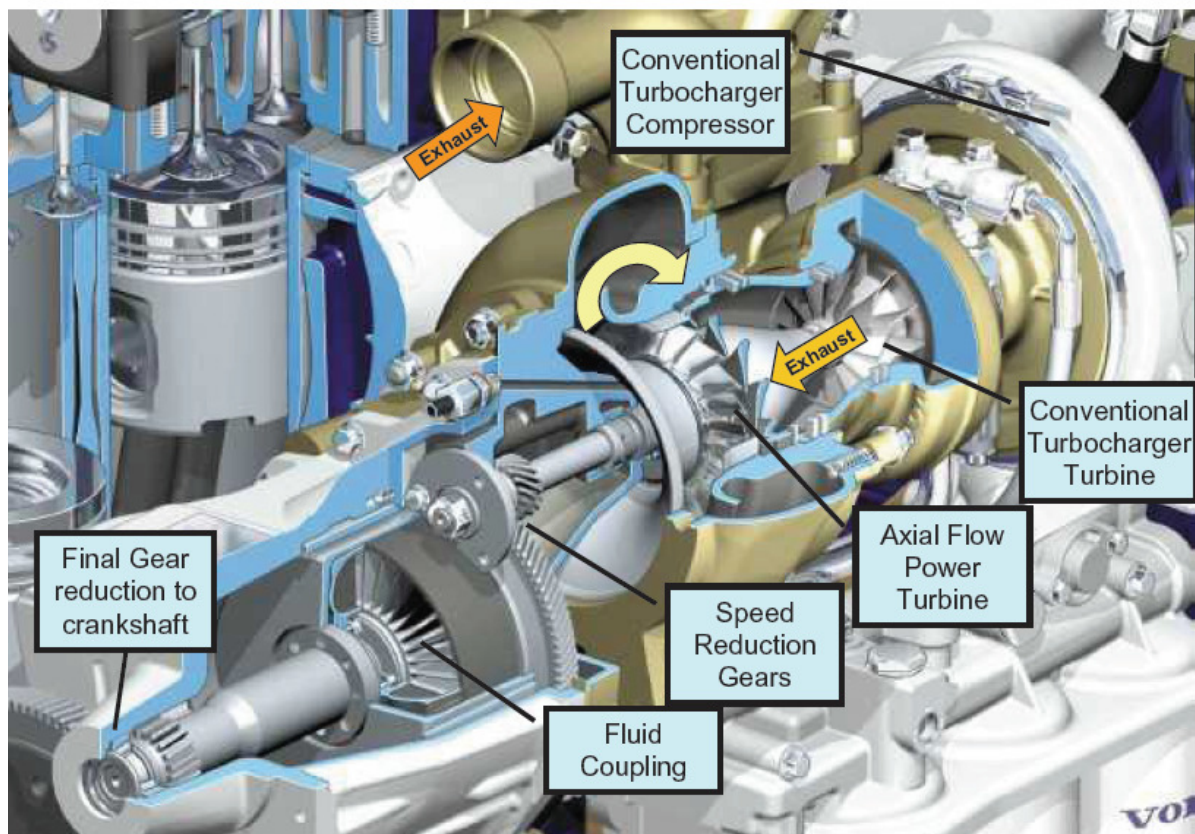
3.2.3.1 Hvilken turbine kan bruges og hvilken ydelse kan forventes

Volvos turbo-compound turbine (se Figur 17) er af aksialtypen mens Scania bruger en radialturbine.

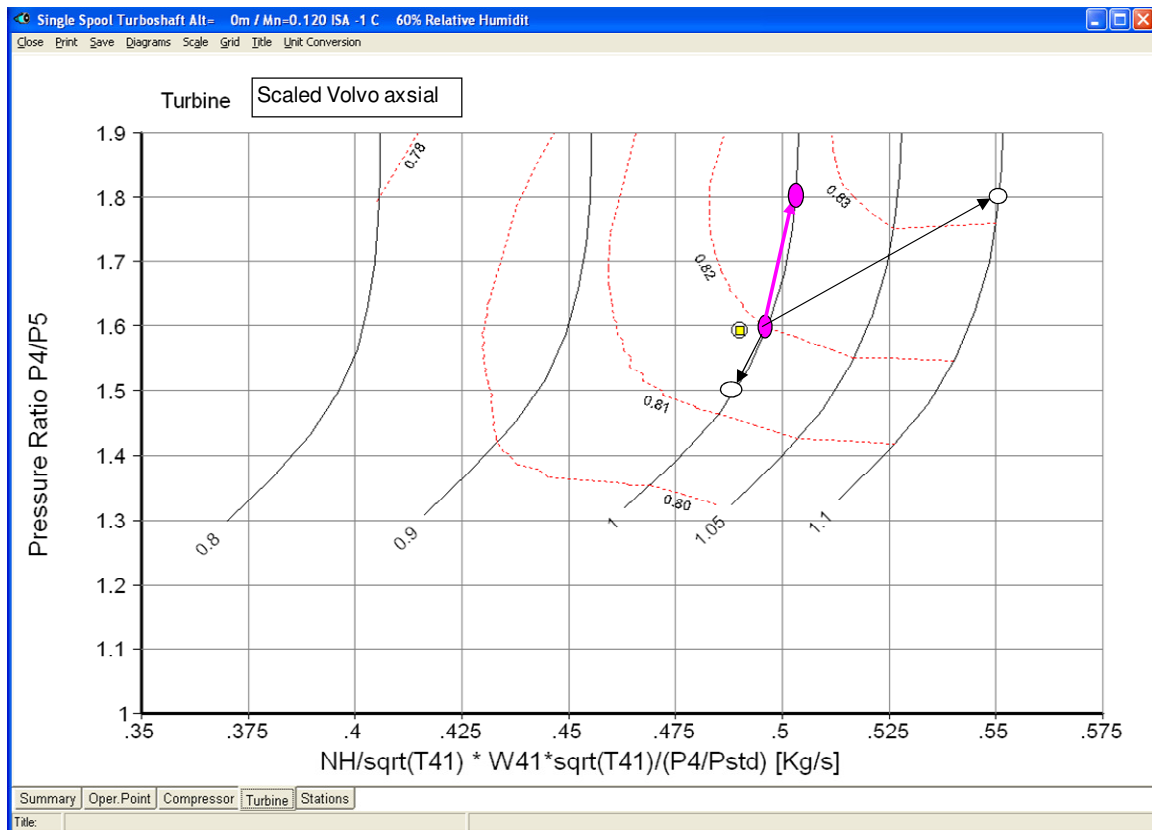
Flowet igennem Volvo turbinen ved et omløbstal på omkring 70000 rpm er ca. 0.5 kg/s når motoren kører med fuld ydelse og det vurderes at turbinen har et indløbstryk på ca. 1.6 bara og en indløbstemperatur på cirka 450 C (se Figur 18).

Til sammenligning er masseflowet fra en 160 m³ gæringsbeholder op til cirka 2.6 kg/s (volumenflow 120 nm³/min).

En beregning viser (se Tabel 5) at to stk. Volvo turbo-compound turbiner nogenlunde passer til ekspansion af afkast fra ovennævnte gæringsstank.



Figur 17. Turbo-compound aksialturbine på Volvo D12 500 TC lastbilmotor.



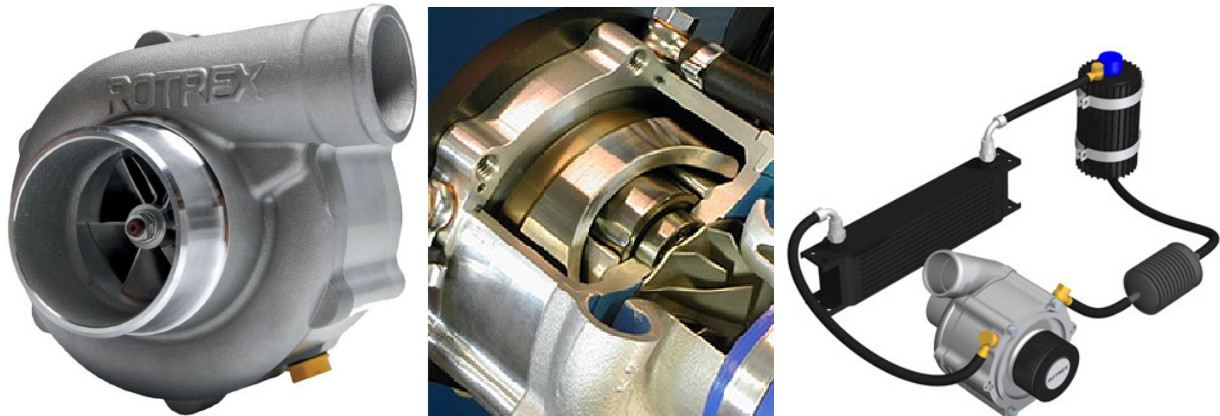
Figur 18. Scaled Volvo turbine map.

Aksial Volvo D12 TC Turbine (scaled)					
T_design	K	750	750	750	750
T_in	K	750	305	305	305
P_in	Bara	1.60	1.80	1.50	1.80
N_design	RPM	1	1	1	1
N	RPM	1	0.6375	0.6375	0.7015
NC_rel		1	1.000	1.000	1.100
WC (aflest)		0.49	0.505	0.488	0.552
W	kg/s	0.4858	1.3860	1.1161	1.2512
V_in	M3/s	0.6627	0.6834	0.6604	0.6169
Eta (aflest)		0.810	0.827	0.813	0.832
T_out	K	673.7	266.0	277.9	265.8
V_out	m3/s	0.952	1.073	0.903	0.968
Power	kW	37.09	54.05	30.27	49.08

Tabel 5. Forventet ydelse (power og volumenstrøm) med Volvo turbo-compound aksialturbine ved ekspansion af luft (indløbstemperatur på 32 °C) til atmosfæretryk ved forskellige indløbstryk og omløbstal.

3.2.4 Traktionsgear fra Rotrex

En anden mulighed for en gearløs løsning knytter sig ligeledes til teknologi fra den automotive industri. Danske Rotrex producerer højhastigheds traktionsgear til at drive turbokompressorer til trykladning af biler. Gearet benytter glatte ruller (i stedet for tandhjul) arrangeret i et planetdrev med oliefilm på overfladen til at overføre momentet ("traktion"). Rotrex fremstiller gearet i 4 størrelser med hver sit standard udvekslingsforhold og tilladelige moment.

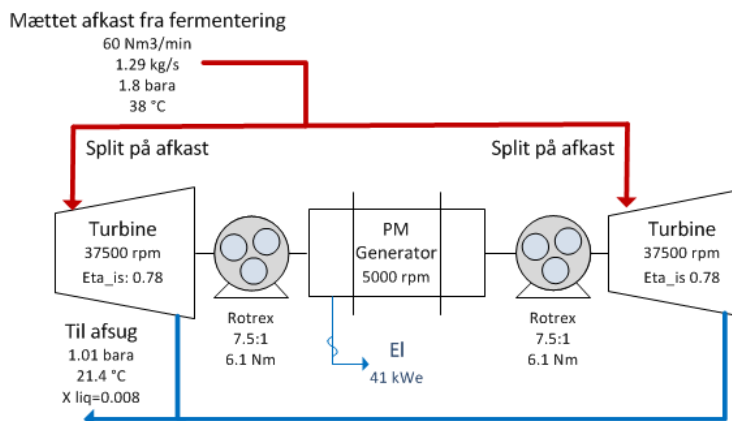


Figur 19. Det kompakte Rotrex gear med integreret pumpe til cirkulation og køling af traktionsolien.

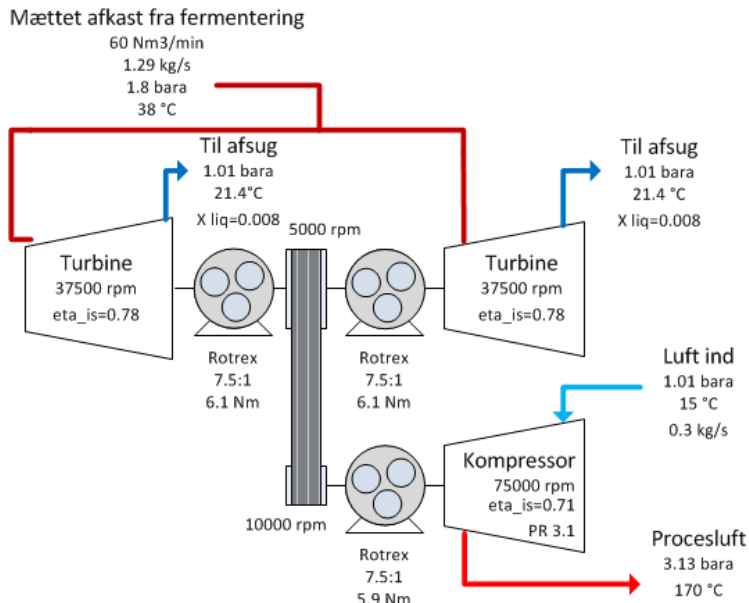
Konkret, i relation til gearing mellem turbine og generator til udnyttelse af bagtryk på en 80 m³ fermenteringsbeholder er det kun det største gear fra Rotrex (C38), der kunne være en mulighed. I en sådan løsning er det gearrets maksimale moment (traction), der bliver begrænsende frem for hastigheden, i forhold til at vælge et hensigtsmæssigt design af turbinen (omløbstal). Det optimale omløbstal er, som tidligere nævnt, bestemt til omkring 19000 rpm. Med en antaget turbinevirkningsgrad på 0.78 bliver effekten på turbineakslen omkring 47 kW svarende til et moment på turbineakslen på cirka 24 Nm. Dette moment er imidlertid alt for højt for Rotrex gearet. Hvis øvre vedvarende momentgrænse sættes til 6 Nm er det nødvendigt med et strømsplit på procesluften og to turbiner og to Rotrex gear. Det optimale omløbstal ved det halve flow er her 26000 rpm og giver stadigvæk for højt moment. Ved øgning af omløbstallet i forhold til det optimale turbinedesign må man forvente noget ringere virkningsgrad.

Med en turbine designet til et omløbstal på 36000 rpm og en antaget turbinevirkningsgrad på 0.75 fås et moment på turbineakslen på cirka 6 Nm.

I Figur 20 er konfigurationen skitseret (her er forudsat at der kan opnås en turbinevirkningsgrad på 0.78). I Figur 21 er vist et alternativ til elproduktion, hvor der i stedet produceres ny procesluft (ved 3.1 bara).



Figur 20. Eksempel på gearløsning med strømsplit og to (af hensyn til momentbegrænsning) parallelle Rotrex C38 gear med turbine på fælles højhastigheds PM generator.



Figur 21. Eksempel på gearet løsning til procesluft generering med strømsplit og to parallelle Rotrex C38 gear med turbine, som trækker een fælles Rotrex kompressor ved dobbelt hastighed og cirka samme moment.

3.3 WP3: Korrosion, fouling og erosion

Inden for turboteknologien er der ofte høje krav til materialet, som især skovlene men i visse tilfælde også huset fremstilles af. Skovlene skal kunne modstå de kræfter/spændinger og vibrationer, der opstår, uden nævneværdig deformation, idet man af hensyn til en høj virkningsgrad kræver et lille spillerum mellem skovle og hus (for at minimere lækagetab). Ofte skal turbineskovle samtidigt kunne klare høje temperaturer og store variationer i temperaturniveau og evt. også korroderende gasser.

I nærværende tilfælde med procesafkastet fra en fermentor, er der dog ikke tale om høje temperaturer. Derimod er procesgassen fugtig (ofte tæt på mætning) og må betragtes som korrosiv, bl.a. som følge af indholdet af CO₂ i afkastet, som kan give kulsyre i udkondenseret vand og som følge af små mængder biomasse.

Hvis der udfældes kondens (hvis temperaturen kommer under dugpunktet) i strengen mod indløbet til turbinen, er der risiko for at vanddråber suges ind i turbinen. Størrelsen af vanddråberne og deres hastighed i forhold til turbineskovlene er afgørende for hvilke erosionsskader, de kan forårsage.

I ekspansionen af den nærved mættede luft, vil en del af vandet udkondenseres. Afhængig af temperaturen før turbinen, ekspansionsforholdet og turbinevirkningsgraden, kan der være risiko for at der opstår isdannelse under ekspansionen. Udover risiko for erosion kan isdannelse bevirke forringet strømningsegenskaber eller ubalancer. Konklusionen fra pilotforsøget hos NovoZymes (se afsnit 3.1) var at der i perioder med højt tanktryk (over 1.8 bara) og lav tanktemperatur (30 °C) kan være risiko for isdannelse, hvis virkningsgraden på turbinen kommer op omkring 80%.

Endelig kan der ske fouling (dannelse af belægninger) på turbinen, hvis der medrives faste stoffer fra suppen i fermenteringsbeholderen (fx ved skumdannelse).

3.3.1 Foranstaltninger mod erosion og fouling

Det er usikkert om erosion og fouling vil udgøre et problem eller ej. I det følgende nævnes mulige foranstaltninger, hvis der under et fuldskala pilot-projekt konstateres nogen af ovenstående fænomener.

Risikoen for fouling kan begrænses ved at benytte et hurtigtvirkende bypass-system, som ved forhøjet skumniveau (signal fra skumdetektor placeret i et lavere niveau end procesafkastets udløb i gæringstanken) leder procesafkastet udenom turbinen. Denne foranstaltning skal under alle omstændigheder implementeres. I tilfælde af at der en gang imellem konstateres at skum breder sig ud gennem afkastet kan der være behov for et automatisk spulesystem (CIP), som kan fjerne evt. skumrester i trykledningen opstrøms hurtiglukkerventilen. Derved reduceres risikoen for at der kommer aflejringer på overfladen, som når skumniveauet er bragt ned og afspærringsventilen til turbinen igen åbnes, kan rives med ind i turbinen.

Afkastet fra gæringstanken er tæt på vandmætning. Opstår der kondens i røret er der risiko for erosion på impelleren, som følge af at dråber kan rives med ind i turbinen. Selv med en god isolering kan varmetab til omgivelser ikke helt undgås og navnlig vil der være risiko for at der opstår kondens ved kuldebroer.

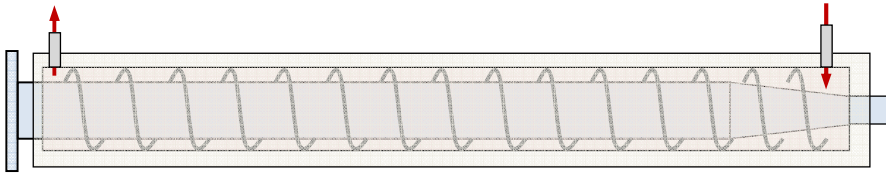
Trykfald i forbindelse med indsnævring af tværsnitsarealet og acceleration af luften ind til turbinen vil betyde afkøling af gassen og dermed risiko for at den bliver overmættet. Friktionstab vil derimod isoleret set betyde at den relative fugtighed falder.

Indløbet til turbinen kan udformes gunstigt i forhold til at begrænse risikoen for at udkondenseret vand, der bevæger sig langs overfladen, ikke så let trækkes ind i turbinen, men i stedet drænes væk. Udformningen kan blive et kompromis mellem tryktab og risiko for at vanddråber kan suges ind i turbinen.

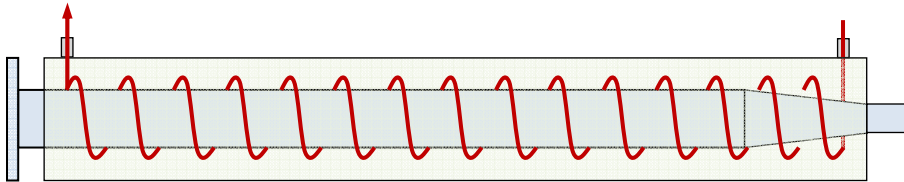
Dråber, som har revet sig løs fra overfladen og transporteres i luftstrømmen, kan slynges ud af strømmen vha. en cyklon eller kraftig retningsændring af strømmen. Det koster dog tryktab og dermed arbejdspotentialer i turbinen.

Det mest hensigtsmæssige skønnes derfor at være at holde trykledningen fra fermentoren til turbine opvarmet med en ekstern varmekilde og varmeisoleret udenpå. En nærliggende kilde til opvarmning er den varme, der skal fjernes fra generator, power-elektronik og evt. gear, eller, i tilfælde af at der produceres trykluft med turbinen, kan den varme tryksatte luft bruges til at holde trykledningen til turbinen fri for kondens i et koncentrisk rør arrangement, med procesafkastet i det inderste rør.

I et fuldskalaprojekt vil strengen ind til turbinen blive udformet med opvarmning fra olie i koncentriske rør med olie i det yderste, som kan afgive varme til det inderste (se skitse i Figur 22 og Figur 23).



Figur 22. Skitse af opvarmning med olie (modstrøm) i koncentriske rør med ledespiral til olie. Udenpå er der varmeisolering.



Figur 23. Skitse af opvarmning med ved hjælp af en spiralviklet olieledning med god varmeledning og fastmonteret (evt. limet) på ydersiden af inderste rør. Udenpå er en varmeisoleringskappe.

3.3.2 Coating

”Functional coating” er en teknologi, som er i rivende udvikling og i stigende omfang anvendes i masseproduktion, fordi det kan billiggøre produktet. Den mest udbredte og kendte coating er maling, som har forskellige formål som farvelægning, korrosionsbeskyttelse, smudsafvisende osv. Hos andre coatings er det funktioner som klæbeevne, friktionskoefficient, emissionskoefficient, temperaturbestandighed, slidstyrke m.m., der begrunder anvendelsen. Fx. kan et tyndt lag af et slidstærkt materiale betyde at det underliggende materiale, ikke behøver at have så gode egenskaber overfor slid. Ved coating kan man således ofte skære betydeligt ned på anvendelsen af dyre materialer, idet teknologien giver mulighed for at kombinere forskellige materials gode egenskaber.

Et egnet materiale til turbinens impeller er titanium, som både er meget korrosionsresistent og har høj mekanisk styrke i forhold til vægt. Titanium [Ti6Al4V] har en maksimal hastighed på 560 – 600 m/s og er således langt over hvad der kræves i nærværende applikation (kun omkring 200 m/s).

Titanium var blevet ganske kostbart op til før finanskrisen (2007), men er nu på et mere moderat niveau. Omkostningerne til bearbejdning (fræsning) afhænger bl.a. af legeringen og er i en gennemsnitsbetragtning på niveau med bearbejdning af rustfrit stål, dvs. forholdsvis dyrt. En årsag er at titanium ligesom rustfrit stål ikke har en speciel god varmeledningsevne, som betyder at skæreværktøjet får en høj temperatur ved skærekanten.

Som et alternativ kan impelleren laves i højtlegeret (rustfast) stål. Rustfast eller rustfrit stål har en maksimal hastighed på ca. 400 m/s og for en lukket impeller 280 – 340 m/s og er således også fuld tilstrækkelig. Rustfast ståls modstandsevne mod korrosion og erosion kan forbedres yderligere med gasnitring eller plasmanitring (som begge er processer til overfladebehandling), hvor kvælstof trænger ind i ståloverfladen og ændrer egenskaberne for stålet tæt ved overfladen. Processerne gennemføres typisk ved 400-500 C.

Hvis dråber ved indløbet til impelleren kan elimineres er aluminium også en mulighed. Aluminium (2618) skal formodentlig coates for at modstå korrosion. I relation til materialestyrke er den maksimal periferihastighed 560 – 590 m/s når udløbstemperaturen ikke overstiger 150 °C, så periferihastigheden er ej heller begrænsende for aluminium i den aktuelle anvendelse.

I tilfælde af at der anvendes en turbine, designet til at arbejde i motorudstødningsgas fx i form af turbo-compound system, skal turbinen muligvis coates for at kunne modstå korrosion. Turbinehuset skal med stor sandsynlighed coates, idet materialet anvendt til huset typisk ikke vil være særlig korrosionsresistent.

Huset vil normalt ikke være udsat for så stor eroderende påvirkning og evt. indtrængning af dråber vil primært være et problem for impelleren.

I tilfælde af en turbine designet specifikt til det lave temperaturniveau kan huset fremstilles i aluminium med en korrosionsbeskyttende coating. Ved større produktionsserier kan huset fremstilles ved støbning, hvor fladerne, som grænser direkte op mod impelleren, efterfølgende bearbejdes ved afdrejning/fræsning.

3.4 WP4: Optimalt design, regulering og simulering

3.4.1 Reguleringsdynamik

Når systemet er indbygget på et gæringsanlæg, er udgangspunktet at systemet så vidt muligt ikke forstyrrer gæringsprocessen. Systemets funktion (elproduktion eller produktion af trykluft) er helt sekundær i forhold til produktionen i gæringsbeholderen. Systemet styres til at optimere elproduktion ud fra de aktuelle procesforhold og under hensyn til mindst mulig forstyrrelse af procesreguleringen på gæringsbeholderen.

I tilfælde af et trip på generatoren, hvor der så ikke ydes en bremsende virkning på turbinen, vil turbinens omløbstal øges til en vis grænse, hvor turbinens arbejde balancerer med tab i lejer og evt. tab relateret til vibrationer m.m. Det kan betyde at turbinen og generator accelererer op til eller gennem omløbstal, der svarer til egensvingninger eller harmonisk afledte og dermed risiko for et højt vibrationsniveau. For at undgå det, sikrer kontrolsystemet at tilførslen af trykluft (procesgas) til turbinen hurtigt afbrydes ved et trip.

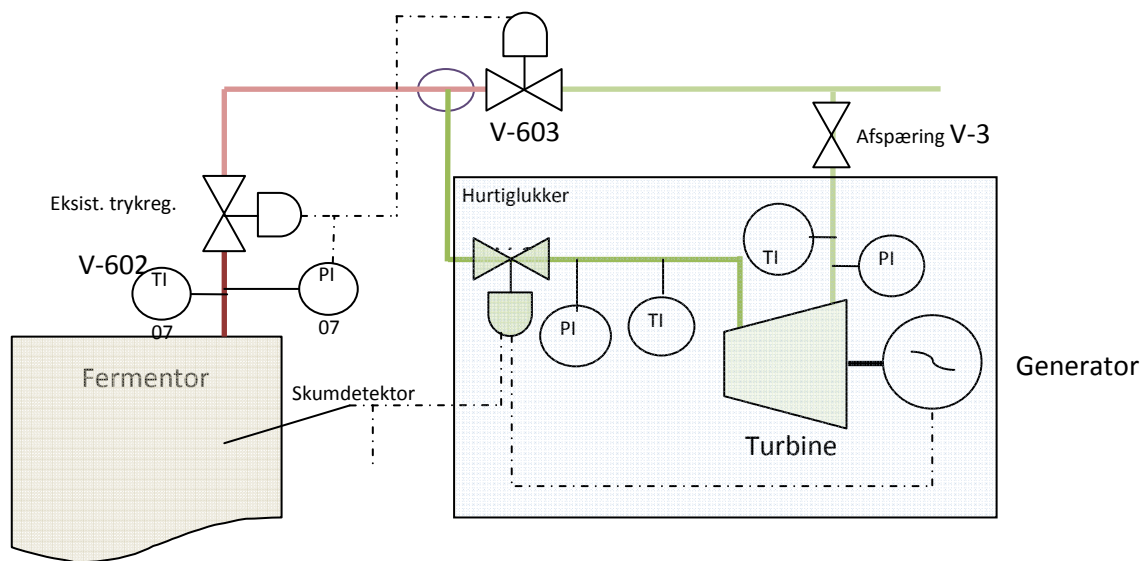
Systemet, der er simuleret, svarer principielt til skitsen i Figur 24. Når turbinen ikke er i drift holdes tanktrykket ved at styre ventilen V-602 med åben V-603 og lukket hurtiglukker til turbine. Afspæringsventil V-3 er normalt åben.

Ved omskift til turbinedrift holdes tanktrykket med en kaskaderegulering af V-602 og V-603, således at V-602 har et lidt lavere sætpunkt for tanktrykket (fx. 0.05 bar lavere) end V-603.

Når omskift til turbinedrift sker, åbnes hurtiglukkerventilen på strengen til turbineindløbet efter en rampe. Bypass-ventilen (V-603) vil normalt være helt åben her og lukkes nu efter en langsommere rampe.

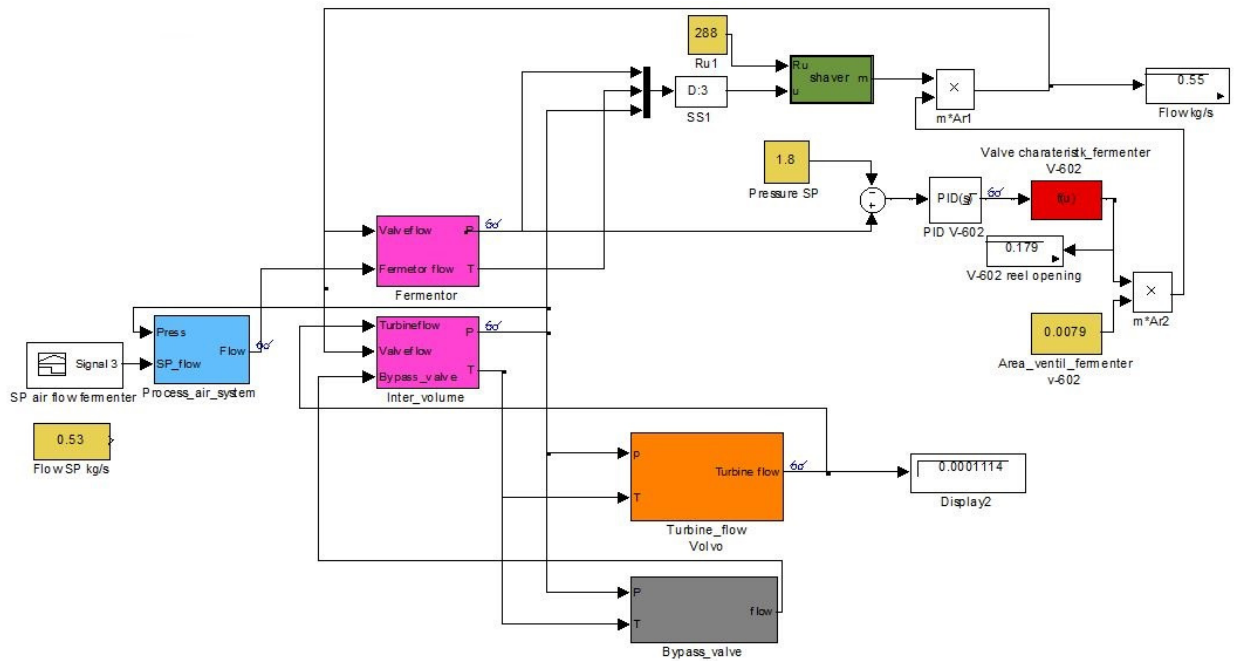
Hvis turbinens slugsevne er større end luftflowet fra tanken vil bypass-ventilen nu blive helt lukket. Hvis derimod luftflowet ind i tanken er større end turbinens slugsevne vil trykket stige før turbinen og inde i tanken. Når trykket i tanken overskrider sætpunktet for bypass ventilen, begynder denne ventil at åbne for at holde trykket i tanken svarende til denne ventils tryksætpunkt.

Forskellen i tryksætpunkt for V-602 og bypass ventilen (V-603) sættes tilpas lavt til at det ikke har nogen praktisk betydning for processen, men samtidigt så stort at det ikke giver anledning til at trykreguleringen kommer til at stå og skifte mellem de to tryksætpunkter.



Figur 24. Princip-skitse af et Power-Recover system på en tryksat fermentor med en seriel kaskadekobling af trykholdeventiler (V-602 og V-603).

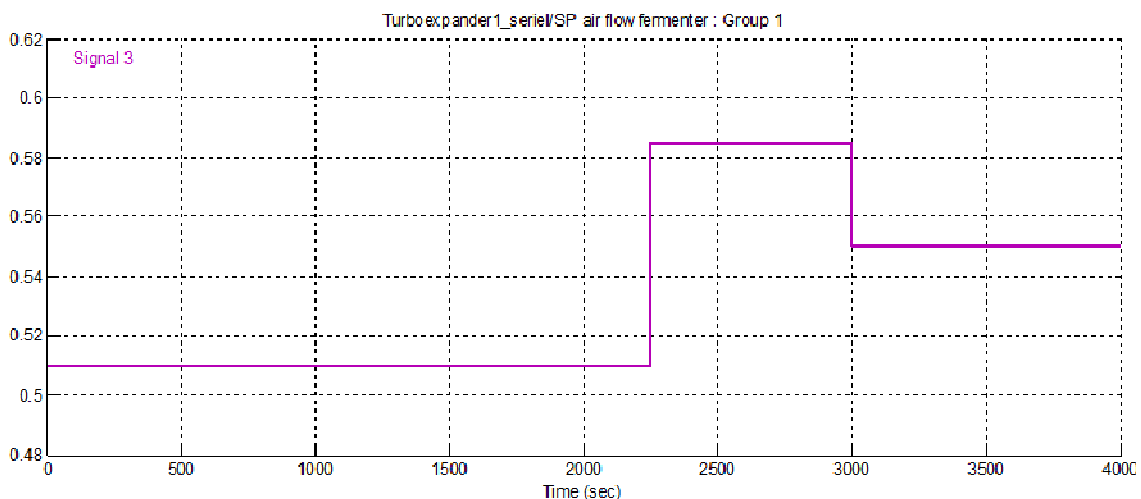
I Matlab er opbygget en model (se Figur 25) af et system og flow som til en 30 m³ gæringstank og med anvendelse af et inertimoment svarende til det, der er i turbo-compound systemet (turbine og gear) fra Volvo og en generator på den nedgearede aksel.



Figur 25. Blokdiagram af simuleringsmodel i Matlab.

Der er simuleret en tilførsel af procesluft til gæringsbeholderen, som vist i Figur 26. Efter 1100 sekunder åbnes for turbinedrift (bypass ventil lukkes efter en rampe på 100 sekunder samtidigt med at ventilen i ledningen til turbinen åbnes med samme rampetid).

Efter 3500 sekunder er simuleret et trip på generatoren og konsekvensen udregnes for turbinen med de valgte responstider på hurtiglukkerventilen. Hurtiglukkerventilen kan aktiveres ved enten for højt skumniveau i fermentor (skumdetektor) eller ved fejlsignal fra generator. I simuleringen er anvendt en responstid på 0.15 sekunder fra generatoren tripper til aktuator på hurtiglukkerventilen modtager signalet om at lukke. Aktuatoren bruger derefter 2 sekunder om at lukke ventilen helt.

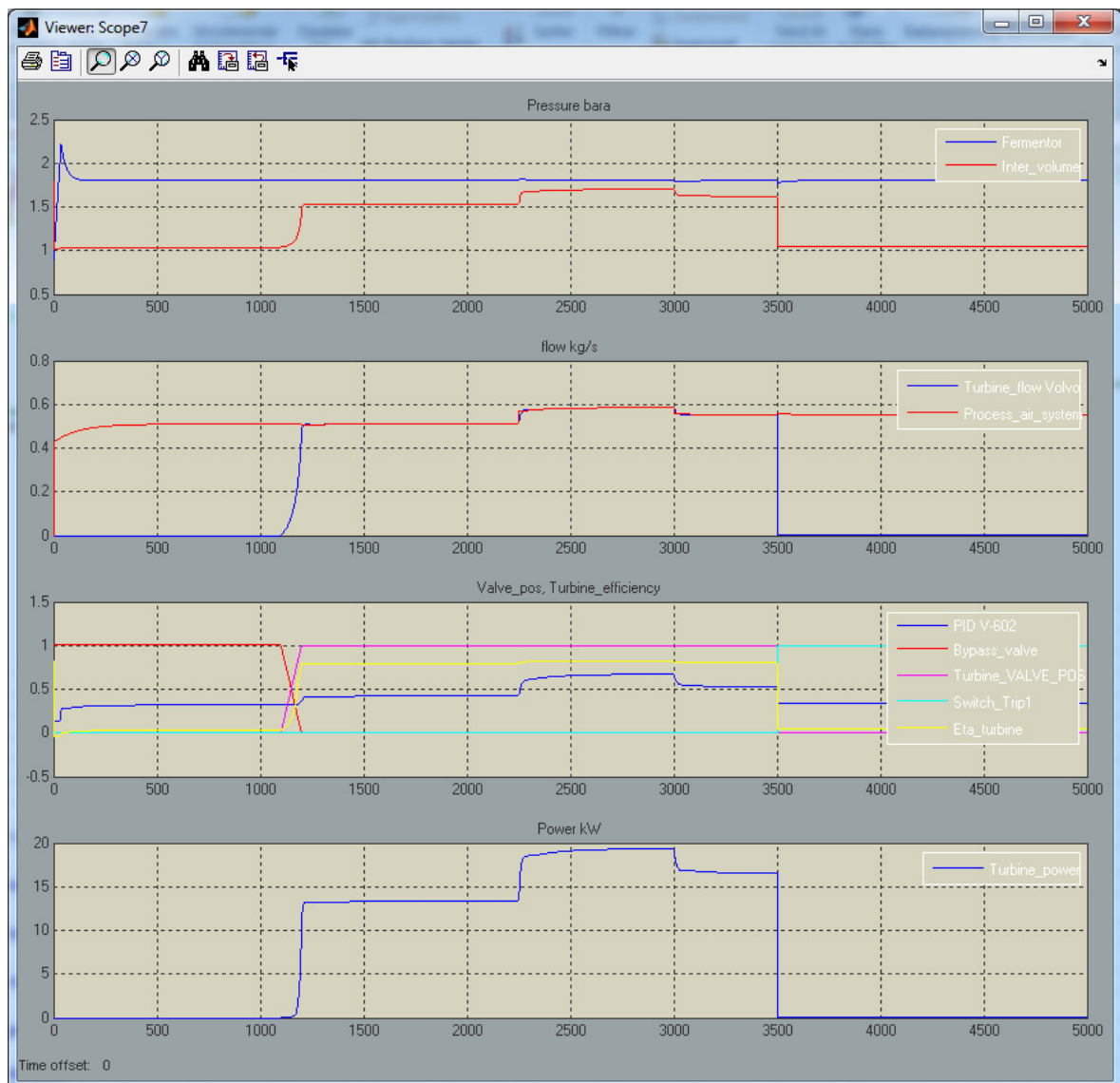


Figur 26. Setpunkt af indløbsflow af luft til gæringstank (kg/s) under simuleringen.

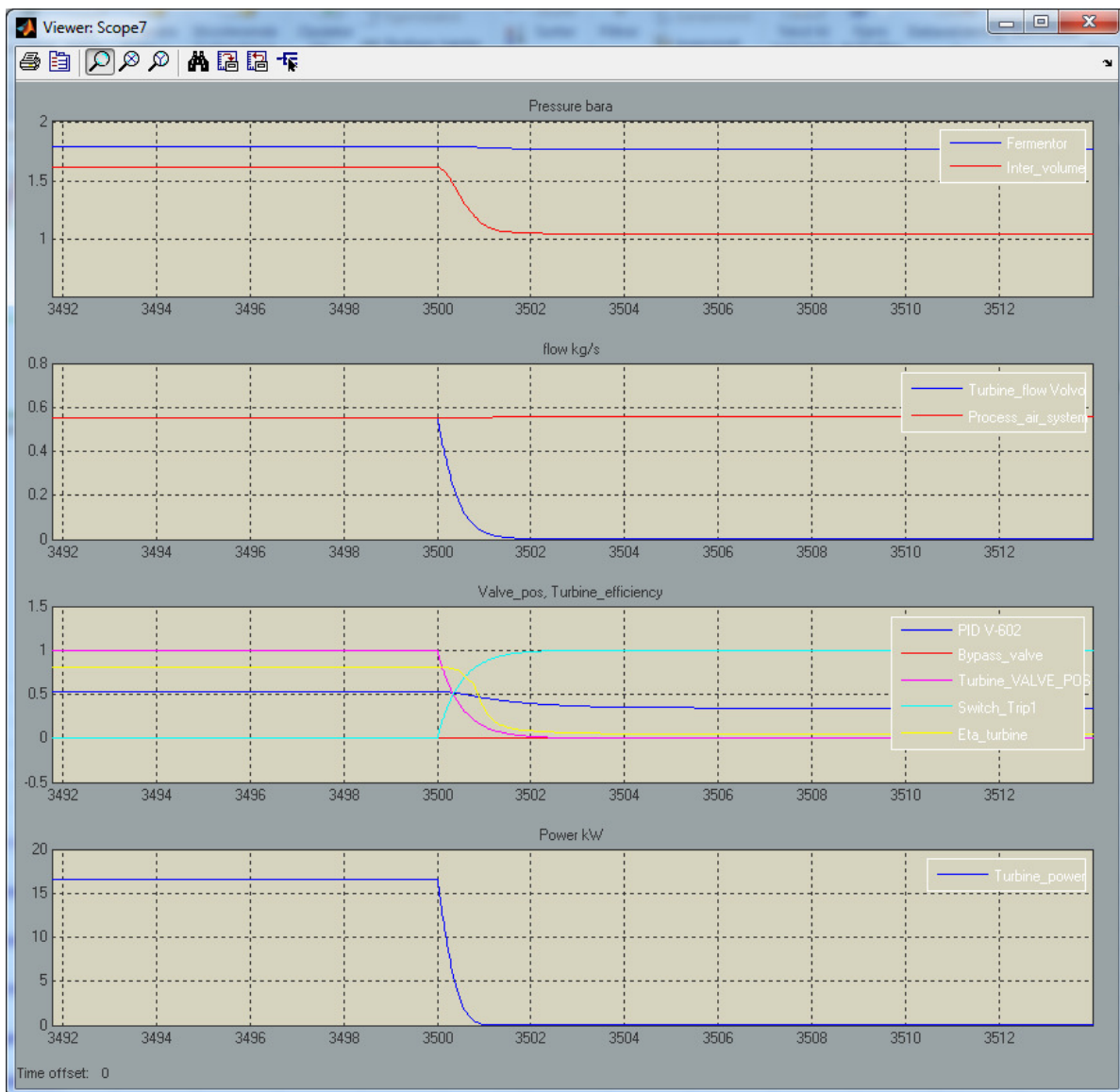
Resultater fra simuleringen er vist i Figur 27 og Figur 28, hvor der er zoomet ind på tidspunktet, hvor generatoren falder af nettet. I Figur 29 ses omløbstatlet på turbinen omkring tidspunktet hvor generatoren tripper.

Med de anvendte responstider på hurtiglukkersistemet og en estimeret samlet inertie af generatorens rotor og turbine viser simuleringen af generatortrippedet at turbinens omløbstal kortvarigt (inden for det første sekund) stiger med 40% (Figur 29). Hvorvidt det er passende, må vurderes i den konkrete situation, hvorunder turbinens og generatorens rotordynamik og kritiske omløbstal indgår. En kort periode (mindre end 1 sekund) ved et kritisk omløbstal (egenfrekvens eller harmonisk afledte) vurderes uproblematisk. Udvalget af aktuatorer, som kan lukke meget hurtigt, er begrænset og vil desuden fordyre systemet.

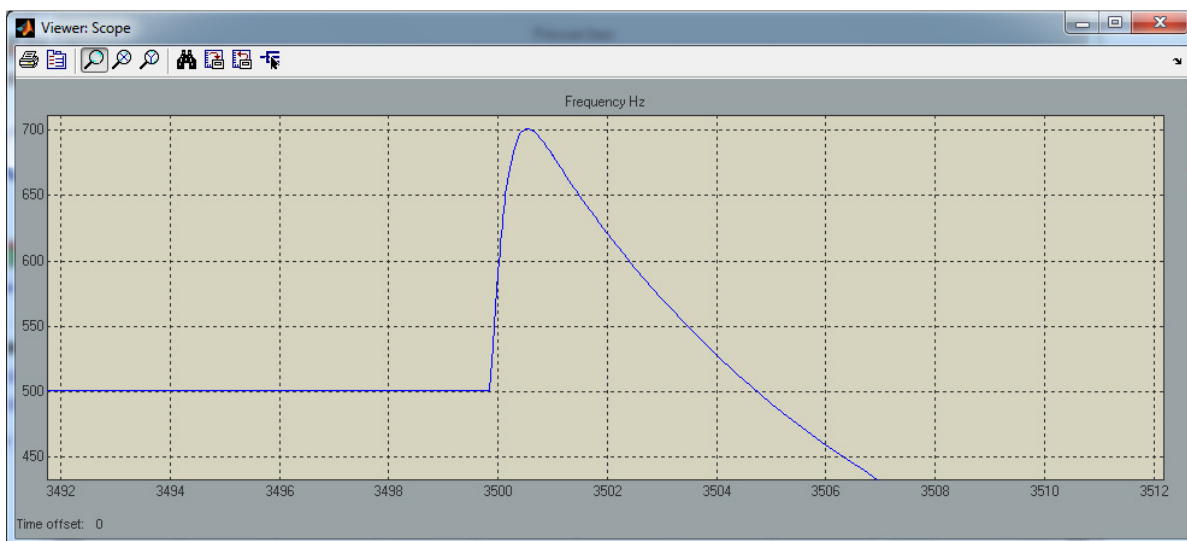
Jo hurtigere lukning desto større forstyrrelse vil det principielt medføre på det kaskadekoblede trykholdesystem på gæringsbeholderen, men pga. et ret stort gasvolumen i tanken og et begrænset fødestryk af procesluft (2.85 bara) fra kompressorstation, som skal overvinde væskesøjlen i gæringstanken, vurderes det uproblematisk for systemet.



Figur 27. Tryk, flow og eleffekt, der realiseres med den viste styring af ventiler og ved et trip på generator efter 3500 sekunder.



Figur 28. Dynamik lige omkring tidspunktet, hvor generatoren tripper.

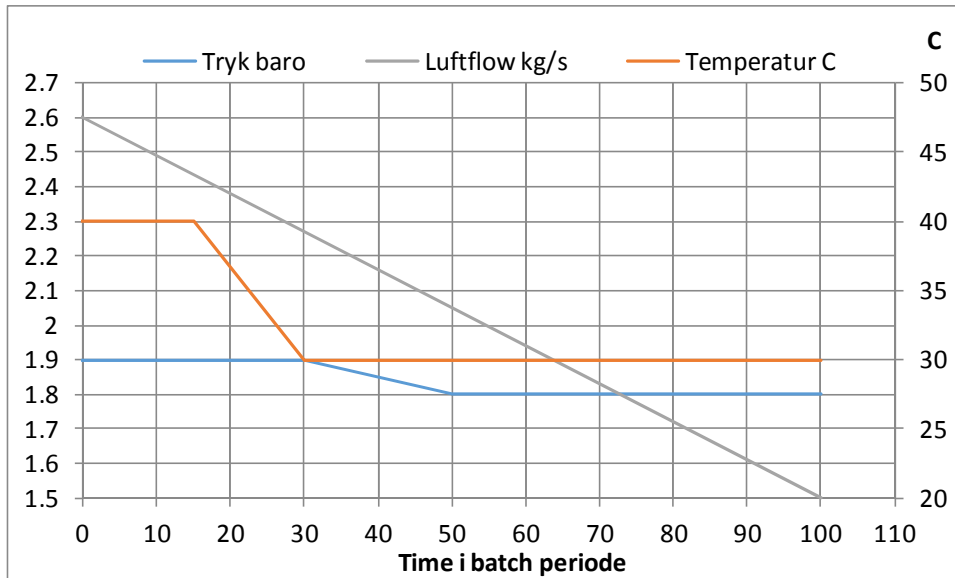


Figur 29. Omdrejningstal (Hz) ved trip, hvor hurtiglukkerventil lukker.

3.5 WP5: Driftsøkonomi og produktionsomkostninger

For at kunne regne på driftsøkonomien ved installation af en turbine på afkastet er der regnet på hvilken elproduktion, der kan forventes fra en Bowman G108-60-WTG enhed installeret på en 80 m³ tank og en 160 m³ tank.

I Figur 30 er vist et eksempel på hvorledes luftflow, temperatur og tryk kan forløbe hen over en batchperiode på en gæringsproces. Alle tre parametre påvirker det arbejde, der kan genereres ved ekspansion af afkastet fra tanken. Variationen i flowet er det der giver anledning til den største variation i potentialet hen over batch perioden.



Figur 30. Forenklet eksempel på hvordan tryk, temperatur og luftflow kan variere over en batchperiode svarende til en 160 m³ gæringsbeholder.

Ved installation på en 160 m³ tank kan langt fra hele afkastet udnyttes i een enhed, men til gengæld giver det mulighed for fuld udnyttelse af kapaciteten på turbinen fra Bowman og dermed en kortere tilbagebetalingstid. Alternativet er at vælge to enheder og optimere dem til et noget lavere flow ved at reducere indløbet med nozzle guide vanes (NGV). Turbinen fra Bowman benytter faste guide vanes.

Bowman har beregnet ydelser på deres systemer ved tre massestrømme (se Tabel 6). Det bemærkes at turbine-generatorsystemet kører med 25 krpm, som er væsentlig lavere end det omløbstal, som turbinen er designet til ved fuld ydelse med udstødningsgas fra motor.

Ifølge beregninger fra Bowman kan der med et G108-60-WTG system produceres (eksporteres) 52 kW el ved et flow på 1.5 kg/s. Hvis systemet skal trimmes til et flow på omkring 1 kg/s, som vil være hensigtsmæssigt på en 80 m³ gæringstank, kan der opnås en elproduktion på 32 kW når tværsnitsarealet i nozzle reduceres med 25%. Det bemærkes at der er cirka 6 kW tab i generator og power-elektronik i begge tilfælde. Standardudførelsen er derfor umiddelbart at foretrække, hvis der kun skal een enhed på en 160 m³ tank.

Turbine capacity & power delivery would be:			
	0.5 kg/s	1.0 kg/s	1.5 kg/s
Turbine power	19.3 kW	38.5 kW	58 kW
Electrical export	15.8kW	32.2kW	52kW
mRT/P	0.049	0.098	0.147
Best match TG	G108-60-BTG	G108-60-WTG	G108-60-WTG
Match NGV	-20%	-25%	Nominal
Ideal rotor speed	25 krpm (very low, but low power so prob OK)	25 krpm	25 krpm

Tabel 6. Beregnede ydelser af Bowman turbine-generatorsystemer (beregnet af Bowman) ved et indløbstryk på 1.8 bara og ekspansion til atmosfæretrykket og en indløbstemperatur på 38 C.

Bowman anførte ikke at det kan overbelaste generatoren at køre med et flow på 1.5 kg/s ved 25 krpm, men efter specifik forespørgsel blev omløbstallet øget til 28 krpm, hvor turbinevirkningsgraden så bliver lidt lavere (se Tabel 7).

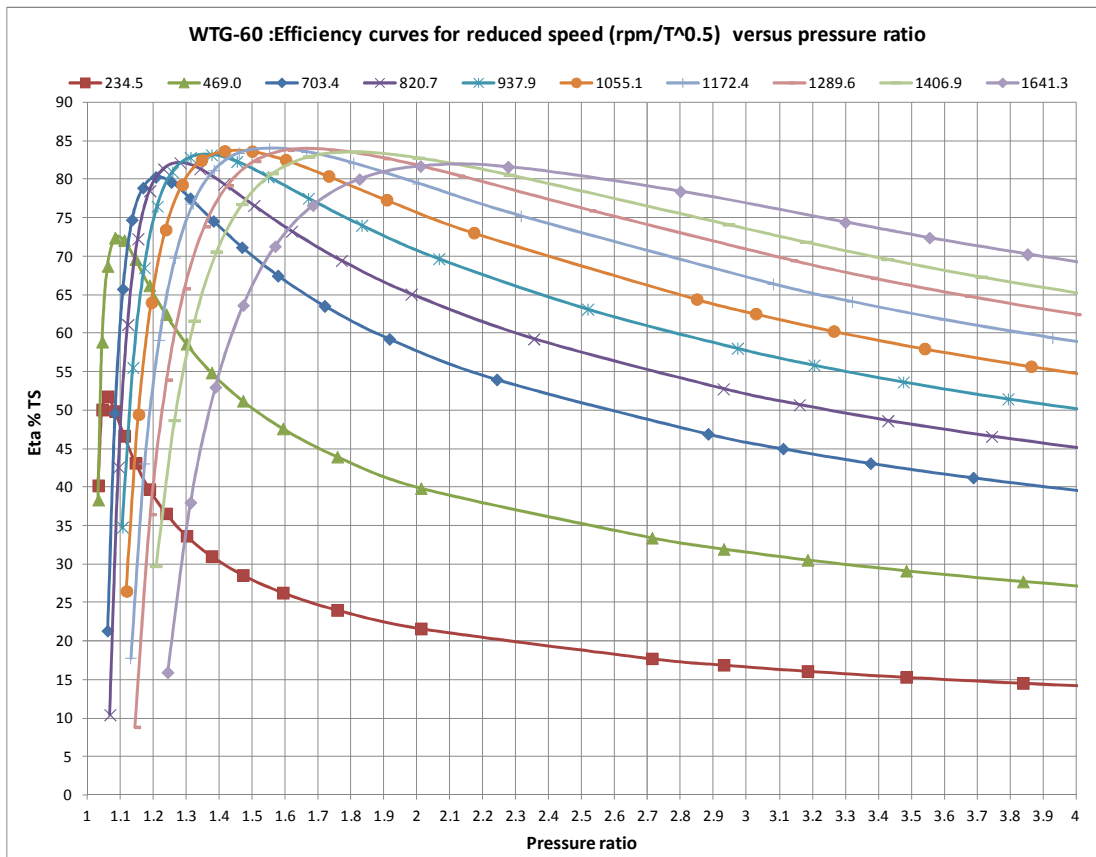
I have looked through the table that you provided focussing on the 1.5 kg/s figures and whilst 25 krpm gives an optimal turbine efficiency, as you suspected it would overload the alternator and for that matter the power electronics due to inadequate voltage. I have therefore looked at the impact of running at a slightly higher turbine speed so that the alternator can develop adequate voltage to keep the equipment within rating. The results from this study are summarised below and show that the performance drop off is not significant:		
	Previous results	Updated results
Turbogenerator AC output power – kWe	52	50.2
Turbine reduced flow - mRT/P	0.147	0.147
Required NGV - %	Nominal	+10%
Rotor speed – krpm	25	28

Tabel 7. Ny beregning fra Bowman (fra Jon Mcguire) med øget omløbstal for at reducere strømstyrken og dermed varmebelastning i generatoren.

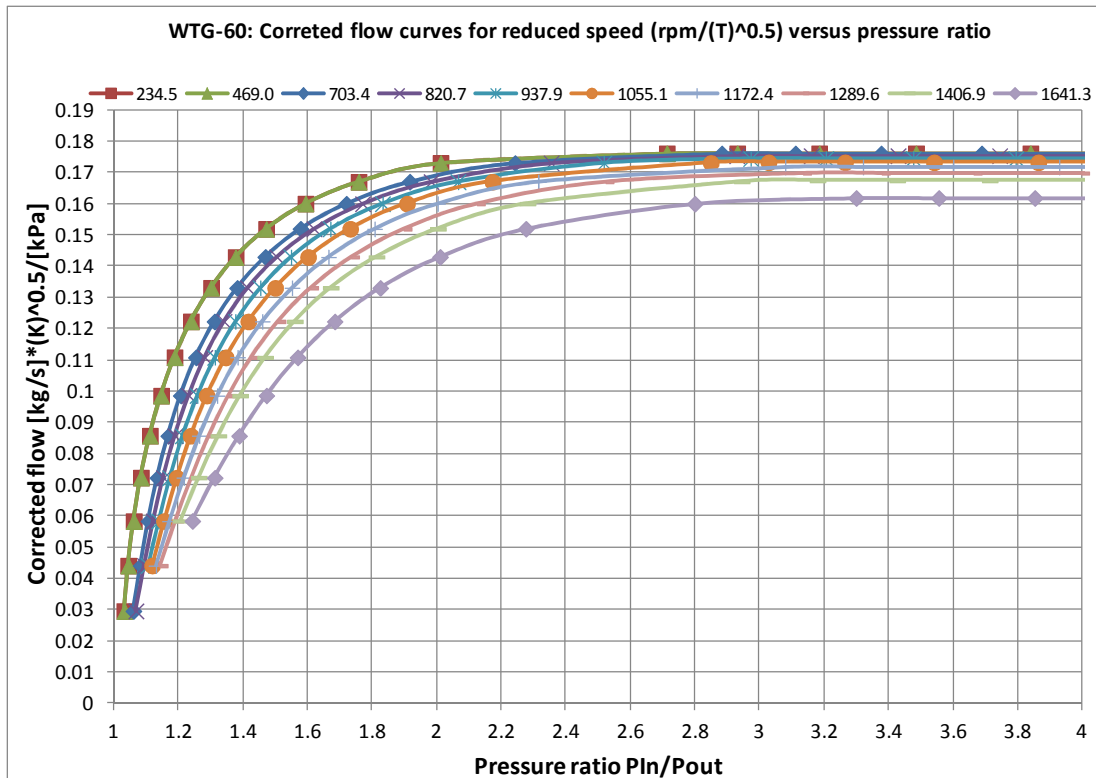
Ud fra turbine map kan elproduktionen maksimeres ved at justere turbinens omløbstal i forhold til det masseflow og tryk, der er tilgængelig fra processen. I Figur 31 er vist Bowman turbinens virkningsgrad sfa. trykforhold for en række reducerede omløbstal og i Figur 32 er tilsvarende vist slugeevnen.

Generatorens maksimale tilladelige effekt vil normalt være betinget af omløbstallet. Typisk vil generatoren kunne belastes mere (effekt) ved høje omløbstal. Ved aktivt at styre omløbstallet på turbinen kan effekten fra generatoren varieres og optimeres, i forhold til det procesflow og det processtryk, der er tilgængeligt.

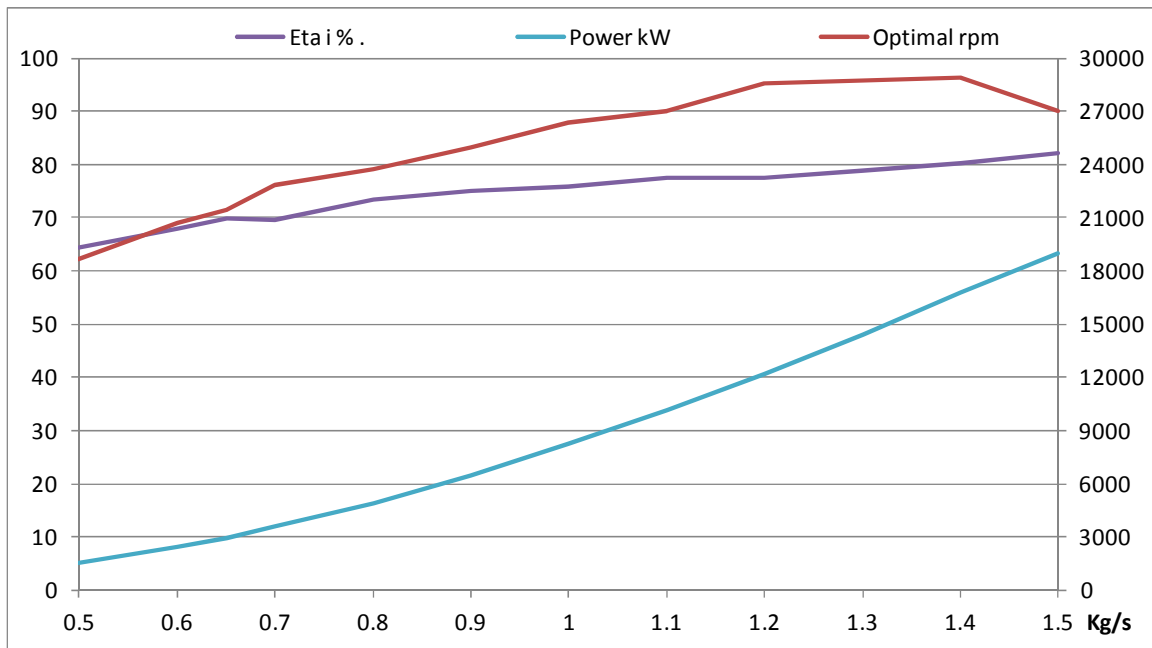
I Figur 33 er vist optimal omløbstal og turbineakseffekt sfa. masseflow gennem turbinen og i Figur 34 er vist de tilhørende trykforhold ved de optimerede omløbstal (her er vist det reducerede omløbstal) sfa masseflow. Der er antaget et tilgængeligt processtryk på 1.9 bara og en temperatur på 38 C og et udløbstryk på 1.01 bara.



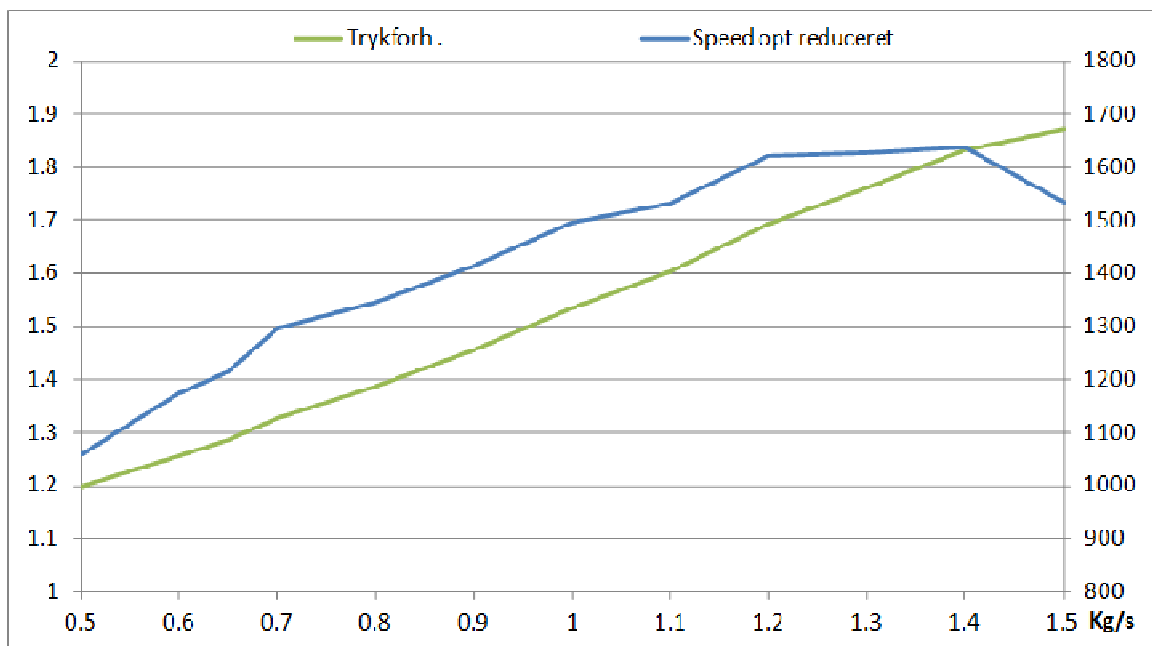
Figur 31. Virkningsgrad for Bowman turbine (NGV nominal), som funktion af trykforhold og reduceret omløbstal ($\text{rpm}/T^{0.5}$). Et omløbstal på 28000 rpm ved 38 C giver et reduceret omløbstal på 1587.



Figur 32. Slugeevne for Bowman turbine (NGV nominal), som funktion af trykforhold og reduceret omløbstal ($\text{rpm}/T^{0.5}$).



Figur 33. Optimering af omløbstal på turbine og resulterende virkningsgrad og akseffekt (Power) sfa masseflow ved et tilgængeligt procestryk på 1.9 bara, indløbstemperatur på 38 C og udløbstryk på 1 bara.



Figur 34. De tilhørende trykforhold over turbinen ved de optimerede omløbstal (som i Figur 33).

På en 80 m³ tank vil det være hensigtsmæssigt at reducere nozzle. I de følgende beregninger er der taget udgangspunkt i en reduktion på 25% i forhold til den normerede.

Når temperaturen i tanken et stykke inde i batchperioden sænkes fra 40 C til 30 C (se Figur 30) kan temperaturen under ekspansionen muligvis blive så lav at der dannes is. Hvis det viser sig at være tilfældet og problematisk kan det derfor være nødvendigt at sænke trykket inden ekspansion, som betyder at der mistes potentiale for elproduktion. Det vurderes ikke realistisk at opvarme afkastet inden ekspansion med spildvarme fra en anden proces.

Der er lavet estimeringer på driftsindtjeningen fra en turbineenhed på en 80 m³ (Tabel 8) og en 160 m³ tank (Tabel 9) bl.a. baseret på beregnede ydelser fra Bowman og forventede udgifter ifm service og hovedrenoveringer². Med krav om en tilbagebetalingstid på højst 4 år er den maksimale pris for installation af systemet udregnet. På en 80 m³ tank er investeringsrammen cirka en halv mio. kr. og på en 160 m³ tank er det knapt 1 mio. kr. Det bemærkes at der er antaget at systemet arbejder på rent kommercielle vilkår uden støtte.

G108-60-WTG: NGV -25 %		1	styk		Elpris	0.70	kr/kWh	
Tankvolumen	m ³	80					Sum	
Tind	K	311.15	311.15	311.15	311.15			
Pind	Kpa	180	190.0	173.9	159.1			
Flow ind	Nm/h	46.51	50.25	44.19	38.37			
Timer per batch	h	25	30	18	27		100	
Flow ind	kg/s	1.00	1.080	0.95	0.825			
N_reduced	N/(T) ^{0.5}	1417.25	1417.25	1380	1290			
Corr flow		0.0980	0.1003	0.0964	0.0915			
Hastighed	Rpm	25000	25000	24342	22755			
Eta	%	81.4	81.4	81.4	81.4			
Turbine arbejde	kW	38.5	45.2	34.6	25.4			
Tab Gen+Inv	kW	6.0	6.0	6.0	6.0			
Elprod	kWh	813.6	1176.3	514.7	524.8		3029.5	
Antal batch per år	-	70	Middel eleffekt		kW		30.3	
Drifttid/år	Timer	7000	Elproduktion		212064		kWh/år	
Vedligehold olieskift mm.	kr/år	5000	DB elproduktion		148445		kr/år	
Hovedrenovering	Kr	75000	Tid m. hovedrenov.		28000		timer	
Hovedrenov. årlig udgift	Kr/år	18750	(gennemsnitlig udgift per år)					
Krav til tilbagebetalingstid	År	4.0						
Maksimal investering	Mio. Kr.	0.499	(nettoinvestering fratrukket evt. tilskud)					

Tabel 8. Estimering af mulig driftsindtjening med een 60 kW Bowman turbinegenerator på en 80 m³ tank.

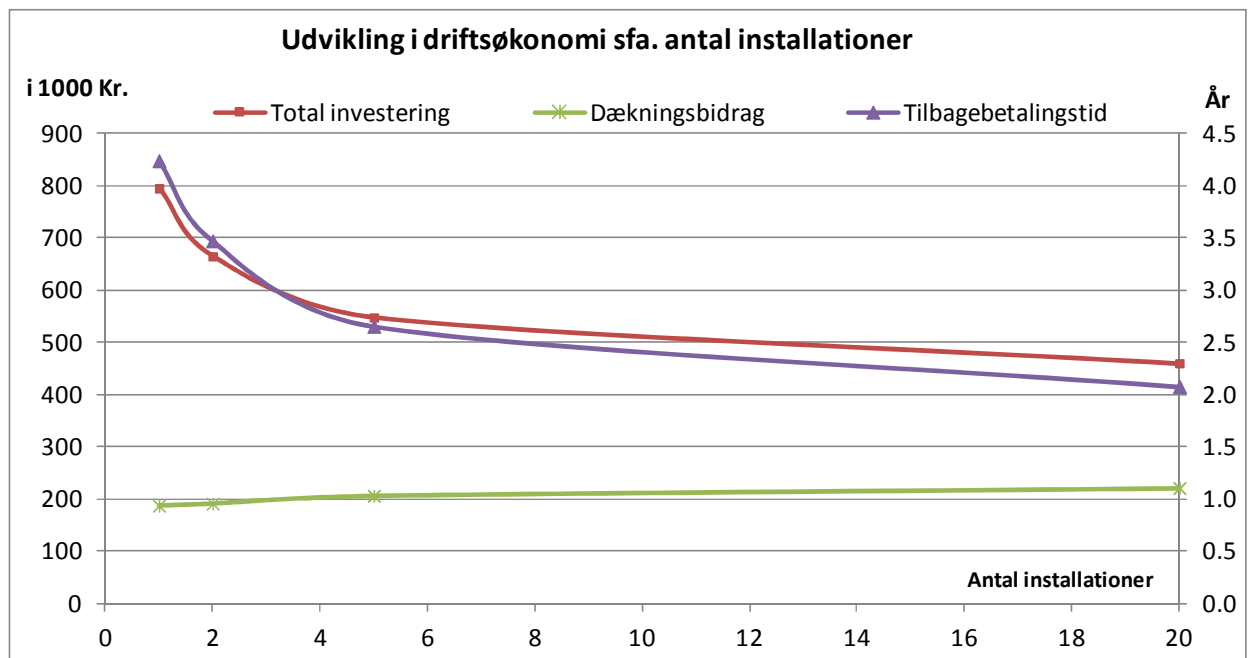
G108-60-WTG: NGV +10%		1	styk		Elpris	0.70	kr/kWh	
Tankvolumen	m ³	160					Sum	
Tind	K	311.15	311.15	311.15				
Pind	Kpa	180	190.0	185.0				
Flow ind	Nm/h	70	70	72.84				
Timer per batch	h	50	30	20			100	
Flow ind	kg/s	1.51	1.51	1.57				
N_reduced	N/(T) ^{0.5}	1587	1870	1630				
Corr flow		0.1475	0.1397	0.1493				
Hastighed	Rpm	28000	32986	28752				
Eta	%	79	79	79				
Turbine arbejde	kW	56.30	61.11	61.15				
Tab Gen+Inv		6.0	6.0	6.0				
Elprod	kWh	2515.0	1653.3	1102.9			5271.2	
Antal batch per år	-	70	Middel eleffekt		kW		52.7	
Drifttid/år	Timer	7000	Elproduktion		368986		kWh/år	
Vedligehold olieskift mm.	kr/år	5000	DB elproduktion		258290		kr/år	
Hovedrenovering	Kr	75000	Tid m. hovedrenov.		25000		timer	
Hovedrenov. årlig udgift	Kr/år	21000	(gennemsnitlig udgift per år)					
Krav til tilbagebetalingstid	År	4.0						
Maksimal investering	Mio. Kr.	1.013	(nettoinvestering fratrukket evt. tilskud)					

Tabel 9. Mulig driftsindtjening med een 60 kW Bowman turbinegenerator på en 160 m³ tank.

² Hovedrenovering for hver 25000 timer, hvor generator renoveres med nye lejer og afbalancering. Olieskift en gang årligt. Turbinehjul afrens og efterses ved olieskiftservice. Hvis der er tegn på erosion, skal hele turbine-generator enheden sendes til renovering (ny turbine og afbalancering og evt. også lejeskift på generator, når den alligevel er til renovering).

Driftsøkonomi pr. installation (1 enhed på en 160 m ³ fermentor)	Installationer	1	2	5	20
Investeringsbehov:					
BOWMAN G108-60-WTG: NGV nominel	i 1000 Kr.	300	290	280	260
Rørføringer, ekstra kontrolventil, hurtiglukker og afspæringsventil	i 1000 Kr.	150	130	100	80
Elektrisk kabling	i 1000 Kr.	35	25	18	15
Integration af reguleringskoncept i kontrolsystem	i 1000 Kr.	110	70	50	30
Uforudsete udgifter, risikoafdækning og garantiordning	i 1000 Kr.	200	150	100	75
Total investering	i 1000 Kr.	795	665	548	460
Værdi af elproduktion (substitution af elindkøb)	Kr/MWh	0.70	0.70	0.70	0.70
Mulige produktionstimer	Timer/år	7000	7000	7000	7000
Middel netto effekt når i drift	kW	52.7	52.7	52.7	52.7
Forventet oppeetid (ved 5 enheder og derover er der reserve på lager)		0.85	0.85	0.90	0.95
Provenue fra elproduktion (erstatte elindkøb)	i 1000 Kr/år	220	220	232	245
Service inkl. olieskift, filtre mm.	i 1000 Kr/år	10	7	6	6
Midlet omkostning af hovedreovering (evt. ombytning)	i 1000 Kr/år	22	21	20	18
Dækningsbidrag	i 1000 Kr/år	188	192	206	221
Tilbagebetalingstid	År	4.2	3.5	2.7	2.1

Tabel 10. Anslåede installationsomkostninger og driftsøkonomi ved 1, 2, 5 eller 20 installationer. Der er ikke indregnet evt. støttemulighed til elproduktion eller investeringstilskud.



Figur 35. Faldende investering og stigende dækningsbidrag per installation ved stigende antal installationer.

3.5.1 Betragtninger på fremtidig udvikling af konceptet

En væsentlig årsag til at de anvendte højhastighedsturbiner er billige er, udover mulighed for automatiseret masseproduktion, at de har høj kapacitet i forhold til materialeforbrug. De samme forhold gør sig gældende for højhastighedselmotorer, og er baggrunden for at en lignende udvikling anses for sandsynlig indenfor denne teknologi. Kompakte eldrevne turbokompressorer specielt elektrisk turbo-compounding (muligvis også elmotorer til elbiler), anses for sandsynlige markeder med basis for masseproduktion og billiggørelse af højhastighedselmotorer. Markedet med underleverandører til bilindustri er kendetegnet ved hård priskonkurrence. Power-elektronik

i forbindelse med at sende elproduktion ud på et elnet kan vise sig at blive det, der bliver vanskeligst at billiggøre i fremtiden.

3.6 WP6: Fuldskala prototype design

3.6.1 Hovedudstyr

Vi er i løbet af projektet og via kontakt og diskussion med Bowman nået frem til, at det af hensyn til udviklingsomkostninger vil være mest hensigtsmæssigt at basere et fuldskala prototype design på udstyr fra Bowman (G108-60-WTG). Denne turbine-generator har både en passende kapacitet og vil køre med en meget høj virkningsgrad ved de gældende forhold. Systemet er med et omløbstal på 28000 rpm beregnet til at kunne yde cirka 50 kW el (til nettet) ved et flow på cirka 1.5 kg/s og med et trykforhold over turbinen på cirka 1.8.

3.6.2 Sikring mod erosion

Impeller og turbinehus udføres i et materiale, som har god modstandsevne mod erosion fra vanddråber og partikler med høj nedslagshastighed.

Indløbsstrengen til turbinen designes, så der sikres en beskedent netto varmetilførsel fra røroverflade til afkastet inde i røret. Varmen tilføres ved varmeveksling med olien i oliekølesystemet inden det sendes til oliekøler. Det kan ske med et fleksibelt rør med god varmeledningsevne, som vikles rundt om afkastrøret på en sådan måde, at der er god kontakt. Udenom rørviklingen varmeisoleres derefter. Alternativt laves koncentriske rør ved indløb til turbine med en spiral i ringarealet, så olien ledes effektivt til alle områder på overfladen.

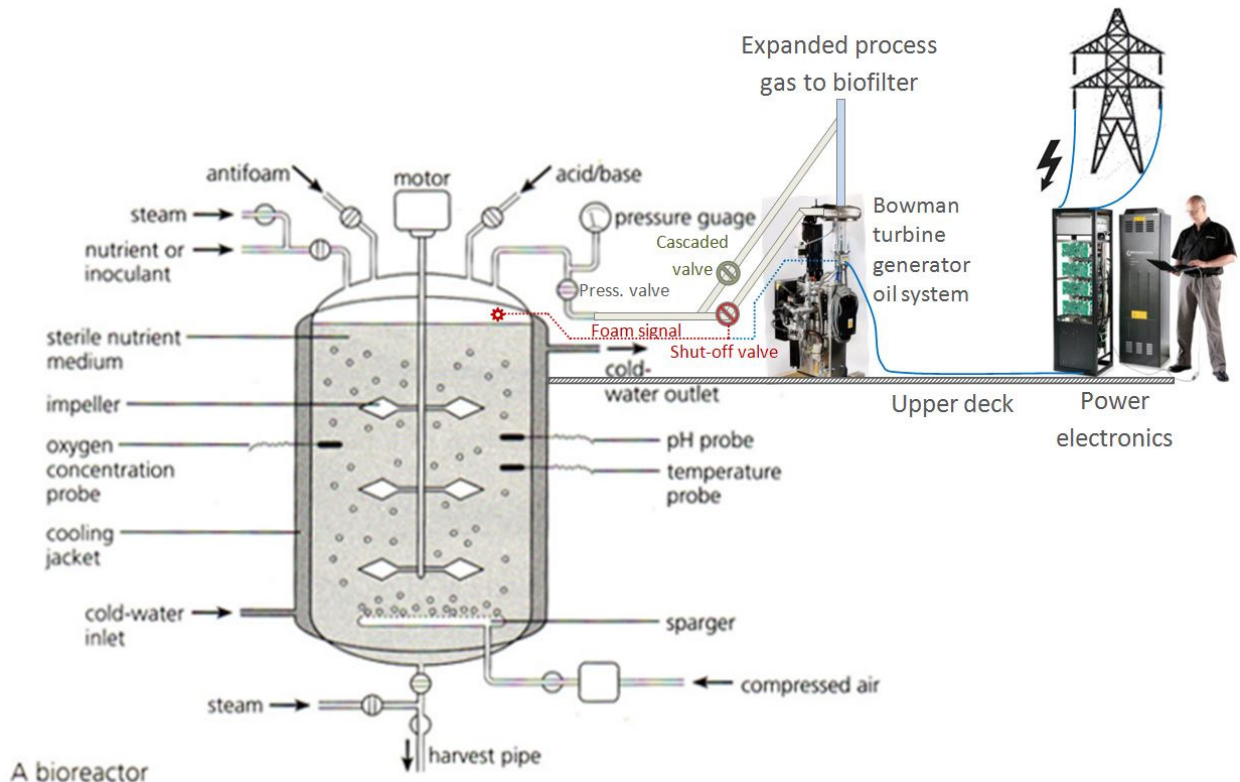
Inden opstart skal olien forvarmes, så det sikres at også rørestrengen er opvarmet og udtørret inden turbinedrift.

Desuden indbygges en speciel rørovergang, der hvor røret går over i et konisk rør, som overgang til en mindre diameter svarende til selve turbineindløbet. Rørovergangen skal sikre at evt. kondens på den indvendige rørside ikke ledes med ind i turbinen, men i stedet ”fanges” i en kondensatfælde og drænes bort (fx til afkast efter turbinen).

Systemet kobles direkte ind på det eksisterende afkast efter ventilen, som holder tanktrykket (se skitse i Figur 36). Umiddelbart før turbinen indbygges en hurtiglukkerventil til sikring af turbinen og generatoren. Før hurtiglukkerventilen laves en afgrening så der er mulighed for bypass uden om turbinen direkte til afkastet. I bypass ledning indbygges en trykreguleringsventil, som under turbinedrift arbejder i en kaskaderegulering med den nuværende primære ventil til regulering af trykket. Bypass-ventilen skal normalt være lukket under turbinedrift med mindre hurtiglukkerventilen er lukket eller turbinen ikke kan sluges hele afkastet.

Hurtiglukkerventil skal lukke ved fejlsignal fra generator/power elektronik eller ved signal for højt skumniveau.

Hvis det viser sig problemer med aflejring af skumrester eller andre urenheder i rørstrækning ind til og i turbine kan der indbygges et vaskesystem med hedtvands- eller dampdysere i rørstrækning frem mod turbine.



Figur 36. Skitse af Power-Recover systemet på en gæringstank delvist baseret på udstyr fra Bowman.

3.6.3 Sikring mod korrosion

Alle rør og ventiler udføres i rustfast stål af samme type, som anvendes i det eksisterende rørsystem. Turbinehjul og turbinehus kan også laves i rustfast stål eller evt. titanium. Vi vurderer at det er billigst at fremstille huset i aluminium og coate det indvendigt. Impeller kan også fremstilles i aluminium med en coating, men her vurderer vi at for at få en tilstrækkelig holdbar løsning bør impeller fremstilles i rustfrit stål.

3.6.4 Styring af systemet

Systemet integreres i det eksisterende processtyringssystem. Med styrevariablen "Turbinedrift" bestemmer man om systemet skal være aktivt og dermed producere el, hvis der er mulighed for det eller om det er koblet fra. Et diagram med styringslogik, som forklaret herunder, er vist i Figur 37.

Hvis "Turbinedrift" har værdien "False" er hurtiglukker-ventilen normalt lukket og bypass-ventilen helt åben.

Hvis "Turbinedrift" har værdien "True" er hurtiglukker-ventilen normalt åben og bypass-ventilen normalt lukket.

Ved aktivering (manuelt eller automatisk) under procesdrift (hvor styrevariablen "Turbinedrift" skifter til værdien "True") gennemføres først en kontrolrække (tilstrækkelig lufttilførsel til tank, tilstrækkelig differenstryk fra tank til afkast, klarsignal fra generator/elektronik og at der ikke er alarm på højt skumniveau). Hvis alle er ok sættes opstartsprocedure i gang, som består af følgende sekvens:

1. Trykreguleringen af tanken skifter til "turbinedrift". Hurtiglukker-ventilen begynder nu at åbne efter en rampe (fx 10 sekunder). Herefter lukkes bypass-ventilen³ efter en rampe, som er noget længere (fx 1 minut).
2. Derved stiger trykket i rørsystemet mellem den primære trykreguleringsventil til tanken og bypass-ventil og hurtiglukker-ventil. Der vil derved begynde at strømme afkast gennem turbinen. Den ubelastede turbine køre derved op i omløbstal indtil der nås en fastsat hastighed for indkobling (belastning) af generator. Ud fra trykforhold over turbinen og turbinemap kan optimalt omløbstal (optimeret turbine-virkningsgrad) beregnes, som generatorbelastningen skal styre efter. Alternativt kan turbinen/generatorbelastning opereres efter et fast omløbstal, med en lavere virkningsgrad til følge. Belastning på generatoren via power elektronik styres efter afvigelsen mellem aktuelt omløbstal og sætpunkt for omløbstal. Under drift tjekkes løbende om elproduktion er over en minimumsgrænse. Hvis ikke vil der ske udkobling, hvor hurtiglukkerventilen så lukkes med moderat hastighed mens bypass-ventilen samtidigt åbnes. Ved alarmer afbrydes lufttilførsel til turbinen hurtigt med hurtiglukker-ventilen og bypass-ventilen åbnes.
3. Under normal opstart vil bypass-ventilen nå til fuld lukket position, mens ventilen for den primære trykregulering af tanken gradvist under denne opstart har indstillet sig ved en højere åbningsgrad (der antages nogenlunde stabile forhold i tanken og lufttilførsel). Hvis turbineafgreningen ikke kan aftage (sluge) hele afkastet (fx hvis hurtiglukkerventilen åbner for langsomt i forhold til lukningen af bypass-ventilen eller hvis turbinens slugsevne ikke er tilstrækkelig, vil der opbygges et stigende tryk bagved ventilen til regulering af tanktryk (V-602) og foran turbinen. Derved vil V-602 pga den mindre trykforskel åbne mere og, hvis den når til fuld åben position, vil tanktrykket begynde at stige. Hvis tanktrykket når sætpunktet for bypass-ventilen (V-603), begynder denne at åbne, hvorved trykfaldet over V-602 igen øges. Der vil herved indstilles en balance mellem åbningerne af V-602 og bypass ventilen (V-603).

Ved planlagt udkobling af turbine ændres styrevariablen "Turbinedrift" værdi til "False". Derved sættes følgende sekvens i gang:

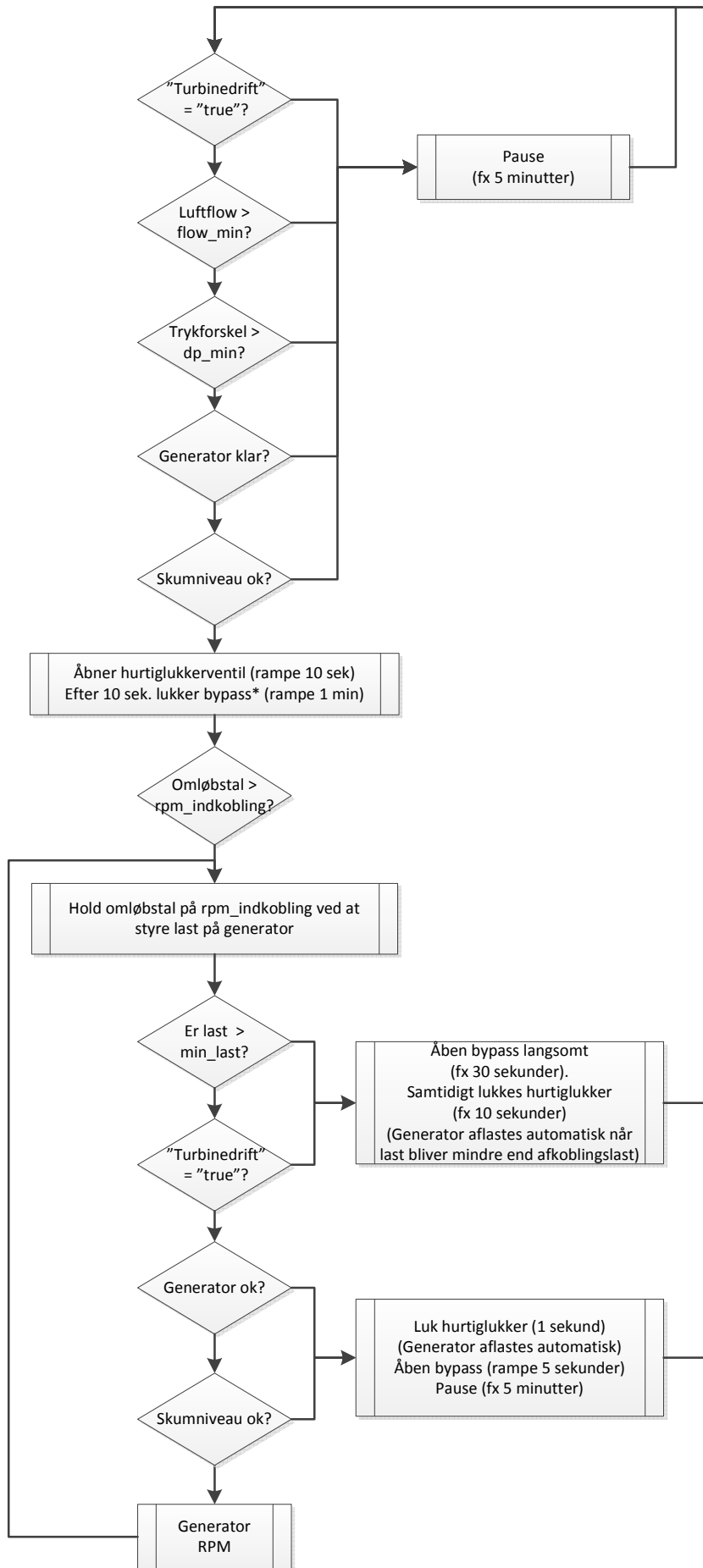
³ Signalet til bypassventil om at lukke overføres via eksisterende procesregulering, når turbinedrift er aktiv. Bypass-signalet fra turbinereguleringen starter som fuld åben når "turbinedrift" aktiveres og lukkes først når alt er klar til at turbinen kan producere. Fra procesreguleringen bliver bypass signalet da sat til nul (lukket) hvorved bypass ventilen lukker efter en rampe. Procesreguleringen vil sende et åbningssignal til bypass-ventilen, hvis tanktrykket overskrider tryksætpunktet for bypass ventilen.

1. Bypass-ventilen åbner efter en rampe uanset om den er delvist åben (fx i tilfælde af at kaskaderegulering er aktiv). Derved vil trykket efter V-602 og før turbinen begynde at falde, hvorved flowet gennem turbinen også begynder at falde. Når turbine-generatoren når under en fastsat minimal elproduktion lukkes hurtiglukkerventilen (efter en forholdsvis hurtig rampe fx 3 sekunder) og når lasten når yderligere ned på en fastsat værdi (udkoblingseffekt) udkobles generatoren.

Alarmer:

1. Ved alarm for højt skumniveau lukkes hurtiglukkerventilen (hurtigere end 2 sekunder) og bypass-ventilen åbnes samtidigt efter en fastsat og længerevarende rampe. Det kan i en kort transient betyde en mindre trykstigning inde i tanken. Når generatoreffekt når under minimum afkobles belastning fra generator.
2. Ved fejlsignal fra power-elektronik eller generator lukkes hurtiglukkerventilen (hurtigere end 2 sekunder) og bypass-ventilen åbnes samtidigt efter en fastsat og længerevarende rampe. Når generatoreffekt når under udkoblingseffekt afkobles belastning fra generator, hvis ikke allerede det er sket.

De nærmere detaljer omkring indkobling og udkobling af generator og lukketider af ventiler afgøres endeligt i samarbejde med Bowman.



Figur 37. Styringslogik på turbinedrift.

4 Konklusion

I projektet er der påvist mulighed for at konceptet kan realiseres med en attraktiv driftsøkonomi. Opbygningen af et enkelt fuldskala-demonstrationsanlæg vil dog blive noget dyrere end den forventede stykpris, når der installeres flere anlæg samtidigt.

I et færdigudviklet koncept, bør engineering begrænses til et minimum for at gøre systemerne økonomisk meget attraktive. Det opnås gennem standardmoduler, udviklet til specifikke applikationer, som vil være tæt på at kunne kategoriseres som ”plug & produce” og udviklet til gængse reguleringssystemer i den pågældende applikation. Standardkoncepter høster fordelene, når der kan sælges mange enheder.

Økonomien ser dog ganske fornuftig ud selv med kun få enheder, men som med alt nyt udstyr, som ikke er velafprøvet i den præcise applikation, må der forventes en udviklings- og indkøringsperiode, hvor der gøres erfaringer og evt. skal ske tilpasninger.

Det er imidlertid ikke sikkert at industrien er indstillet på dette. Hvis ikke systemet bliver afprøvet og verificeret, forventer vi ikke at industrien ikke satse på indkøb af et større stykantal, som er forudsætningen for en meget attraktiv driftsøkonomi. Teknologioverførslen har brug for at blive løbet i gang.

Bowman sælger i dag deres systemer gennem aftaler (som underleverandør) til producenter af motorbaserede generatoranlæg.

Hvis højhastighedsgenerator-teknologien udbredes som hyldevare, med mange konkurrerende producenter, giver det basis for en væsentlig billiggørelse af denne komponent. Effektelektronik i forbindelse med eksport af el til nettet udgør stadigvæk væsentlige omkostninger og kan ved lav last også medføre betydelige eltab.

I et samfundsøkonomisk perspektiv er teknologien særdeles attraktiv, i betragtning af at der er tale om forudsigelig og regulerbar elproduktion med høj rådighedsfaktor og uden ekstra ressourceforbrug ud over det der medgår til produktion af udstyret.

5 Forkortelser

COP: Coefficient of performance.

PM: Permanent Magnet