

Marianne Aske

Ombygging av kraftverk til pumpekraftverk med utgangspunkt i Røldal-Suldal kraft

Masteroppgave i Bygg- og miljøteknikk

Veileder: Leif Lia

Medveileder: Kaspar Vereide

Juni 2022

Marianne Aske

Ombygging av kraftverk til pumpekraftverk med utgangspunkt i Røldal-Suldal kraft

Masteroppgave i Bygg- og miljøteknikk

Veileder: Leif Lia

Medveileder: Kaspar Vereide

Juni 2022

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet

Fakultet for ingeniørvitenskap

Institutt for bygg- og miljøteknikk



Norwegian University of
Science and Technology



MASTEROPPGÅVE

Kandidat: *MARIANNE ASKE*

Tittel: **OMBYGGING AV KRAFTVERK TIL PUMPEKRAFTVERK
MED UTGANGSPUNKT I RØLDAL-SULDAL KRAFT**

1 BAKGRUNN

Kraftverka i Røldal-Suldal (RSK) har produsert elektrisk kraft for aluminiumsverket på Karmøy og for resten av samfunnet sidan dei vart bygd på 1960-talet. Kraftverkssystemet er lite endra sidan bygginga, ut over vanleg vedlikehald og nødvendige oppgraderingar. Systemet ber preg av store magasin og god reguleringsevne med t.d. eit brukstid på $T_B = 5400$ h. RSK har også 17 magasin som i si tid vart dimensjonert for å sikre kraftproduksjonen gjennom vinteren og tørre periodar, samt redusere flomtap i periodar med stort tilsig. Magasina og det konsentrerte fallet mellom magasinane gjer at RSK-systemet vil ha eit vesentleg potensiale for installering av pumpekraftverk, sjølv om ingen pumpekraftverk er bygd per i dag.

I prosjektoppgåva gjennomført hausten 2021 listast det opp ei rekke alternativ for både nybygging av pumpekraftverk og for ombygging av eksisterande kraftverk til pumpekraftverk.

Ombyggingsprosjekta er lovande m.o.p. potensiale, men det vil vere ei rekke tekniske og hydrauliske utfordringar med sjølv ombygginga. Slike utfordringar gjeld også andre kraftverk utanom RSK og fleire både forskingsmiljø og kraftselskap arbeider for tida med å løyse slike. Dei hydrauliske utfordringane med t.d. manglande trykk i undervatnet er ikkje unike for RSK, så vidare studiar av dette vil ha generell interesse. Det foregår framleis forskning i FME HydroCen på problema med manglande trykk i undervatnet, slik at dette høver også godt med anna forskingsarbeid på NTNU.

Aukande kraftprisar og aukande variasjonar i kraftprisar i Europa har gjort at det no er mykje større fokus på regulerbar kraftproduksjon enn det var for kort tid tilbake. I eit system som RSK vil det heilt sikkert bli vurdert ei rekke forslag til ombygging som kan nyttiggjere seg av aukande betalingsvilje for regulerbar kraft. Aukande verdi på systemtenestar som spenning, frekvens og stabilitet vil gjere ombygging av heile eller delar av RSK endå meir interessant, utan at det vil bli nøyare vurdert no.

2 HOVUDPUNKT I OPPGÅVA

Arbeidet vil ha med seg følgjande hovudpunkt:

1. Gjennomgang av RSK-systemet og gjeldande kunnskap om ombygging av kraftverk til reversible pumpekraftverk.
2. Oppsett av numerisk modell eigna for å kunne vurdere hydrauliske forhold i tunnelsystemet til eit pumpekraftverk.
3. Studier av moglege ombygging av eitt eller fleire av kraftverka med grunnlag i gjeldande kunnskap og simulerte trykkforhold.
4. Vurdering av fysiske modellforsøk med 'Roskrepp-modellen' på NTNU for verifikasjon av simuleringar.
5. Vurdering og tilråingar for eventuell ombygging
6. Rapportering

Innhaldet i studiet vil bli nærmare avgjort av rettleiar i samråd med Lyse/Hydro Energi på basis av informasjon som kjem fram undervegs i arbeidet.

3 RETTLEIING, DATA OG INFORMASJON

Professor Leif Lia vil vere hovudrettleiar og saman med medrettleiar Kaspar Vereide. Kontaktperson i Lyse er Arne Aamodt og i Hydro Energi Tor Inge Havrevoll (pensj.). Diskusjon med og bidrag frå kollegaer og medarbeidarar i NTNU, SINTEF, Lyse, Hydro Energi, Rådg.ing. firma, NVE og andre kraftselskap er tilrådd. Spesielt bør arbeidet som foregår på same tema på Vannkraftlaboratoriet på NTNU følgjast nøye. Bidrag som nyttast i rapporten skal refererast på rett måte.

4 RAPPORTFORMAT, REFERANSER OG ERKLÆRING

Oppgåva skal skrivast i eit tekstbehandlingsprogram slik at figurar, tabellar, foto osv. får god rapportkvalitet. Rapporten skal innehalde eit samandrag, ei innhaldsliste, ei litteraturliste og opplysningar om andre relevante referansar og kjelder. Oppgåva skal leverast i B5-format som .pdf i Inspira og deretter trykkast i tre eksemplar som sendast direkte frå trykkeri til faglærer/institutt. Samandraget skal ikkje gå over meir enn 450 ord og skal vere eigna for elektronisk rapportering.

Masteroppgåva skal ikkje leverast seinare enn datoen som står på kontrakten for masterarbeidet.

Trondheim, 15. januar 2022

Leif Lia
Professor

Forord

Denne masteroppgaven markerer slutten på fem år som student ved Bygg- og miljøteknikk. Arbeidet med oppgaven er tilsvarende en arbeidsmengde på 30 studiepoeng.

Jeg ønsker å takke veilederne mine, Leif Lia og Kaspar Vereide, for god veiledning i løpet av semesteret. Det har vært givende å skrive en oppgave som begge har vist stor interesse i. Takk for en sammensatt og utfordrende oppgave, og for åpne dører og gode diskusjoner.

Jeg ønsker også å rette en takk til ansatte i Lyse kraft DA og Hydro Energi i Røldal-Suldal for å ha en positiv innstilling til oppgaven. Jeg setter pris på hyggelig og rask e-post-korrespondanse, gode innspill under gjennomgangen av prosjektoppgaven og nyttige befaringer i Røldal og Suldal.

Arbeidet med masteroppgaven hadde ikke vært like hyggelig uten medstudentene på Verkstedloftet. Jeg er takknemlig for den oppbyggende tonen det har vært på lesesal, og for at det alltid har vært lov å stille spørsmål og å be om hjelp.

Sist, men ikke minst ønsker jeg å takke Olav Guddal for hjelp i Python når det har vært nødvendig, og for å hjelpe meg å sette både masteroppgavens problemstilling, og masteroppgaven i seg selv, inn i et større perspektiv.

Trondheim,
11. juni 2022

Marianne Aske

Marianne Aske

Sammendrag

For å nå nullutslippsmålet innen 2050 blir det bygd ut fornybar kraftproduksjon for å erstatte fossile energikilder som olje, gass og kullkraft. Den største økningen i fornybar kraftutbygging skjer innenfor solkraft- og vindkraftsektoren. Både sol og vind er uregulerbare kraftkilder som styres av været, og kan ikke reguleres etter etterspørsel og forbruk. Energiproduksjonen som overgår forbruket, må balanseres av lagringstjenester for å unngå overbelastning på strømmettet. Pumpekraftverk kan spille en viktig rolle i fornybaromstillingen ved å levere regulerings-tjenester til strømmettet, og å drive storskala lagring av energi.

Formålet med masteroppgaven har vært å undersøke muligheten for ombygging av tradisjonelle kraftverk til pumpekraftverk ved å gjenbruke så mye som mulig av eksisterende vannei og kraftstasjon. Utfordringene knyttet til ombygging er kartlagt gjennom litteraturstudie av gjennomføre ombyggingsprosjekt, gjennomgang av vannveien til kraftverkene i Røldal-Suldal kraft, RSK, og numerisk modellering av tunnelsystemet Suldal I dersom turbinen byttes ut med en reversibel pumpeturbin.

Arbeidet med oppgaven har kartlagt flere utfordringer knyttet til ombygging til pumpekraftverk, hvor de mest inngripende hydrauliske utfordringene er manglende dykking av løpehjulet, at kraftverksutløpet er plassert for høyt i nedre magasin, og luftinnsug i svingekammer og bekkeinntak. I tillegg vil høy brukstid og underdimensjonert tunnelsystem påvirke lønnsomheten i ombyggingen.

I oppgaven presenteres ulike alternativ for ombygging, hvor kun å skifte av turbinløpehjul til et pumpeløpehjul er det rimeligste alternativet for ombygging til pumpekraftverk. Løpehjulsskifte og installasjon av oppstartsutrustning er kostnadsestimert til 20 % av kostnaden av en full oppgradering, som omfatter ny vannvei og kraftstasjon i parallell. Oppgaven har vurdert løsninger som boosterpumpe i avløpstunnel som en løsning på manglende dykking av løpehjulet. Denne løsningen er kostnadsestimert til 31 % av kostnaden av ny vannvei og kraftstasjon.

Av kraftverkene i RSK er det kun Novle kraftverk som kan bygges om med løpehjulsskifte og oppstartsutrustning i form av frekvensomformer eller ponnimotor. I Røldal, Suldal I og Svandalsflona kraftverk er turbinsenteret plassert for høyt i forhold til nedre magasin, og pumpeturbinen vil derfor være utsatt for kavitasjon.

Abstract

To achieve the net zero emission by 2050, renewable power production will be developed to replace fossil energy sources such as oil, gas and coal. The largest increase in renewable power development is in solar power and wind power business. Both solar and wind are unregulated power sources that are controlled by the weather, and can not be regulated according to demand and consumption. Energy production that exceeds consumption must be balanced by storage services to avoid congestion on the power grid. Pumped power plants can play an important role in the renewable energy transition by providing regulation services to the electricity grid, and operating large-scale energy storage.

The purpose of the master's thesis has been to investigate the possibility of converting traditional hydropower plants to pumped storage power plants by reusing as much as possible of existing waterways and power stations. The challenges associated with conversion have been mapped through a literature study of carrying out conversion projects, a review of the waterway to the power plants in Røldal-Suldal kraft, RSK, and numerical modeling of the tunnel system Suldal I if the turbine is replaced with a reversible pump turbine.

The work on the master's thesis has identified several challenges related to the reconstruction of power plants to pumped storage power plants. The most intrusive hydraulic challenges are the lack of submergence of the runner, that the power plant outlet is located too high in the lower reservoir and air entrainment in the surge tank and brook intakes. In addition, high working time and undersized tunnel system will affect the profitability of the conversion.

The thesis presents various alternatives for reconstruction, where changing the impeller to a pump impeller is the most affordable alternative for reconstruction. Replacing the impeller and installing start-up equipment is estimated to cost 20 % of the cost of a full upgrade, which includes a new waterway and power station in parallel. The thesis has presented solutions such as a booster pump in a drainage tunnel as a solution to the lack of diving of the impeller. This solution is cost estimated at 31% of the cost of a new waterway and power station.

Of the power plants in RSK, only Novle power plants can be rebuilt with impeller replacement and start-up equipment in the form of a frequency converter or pony motor. In Røldal, Suldal I and Svandalsflona power plants, the turbine center is located too high in relation to the lower reservoir, and the pump turbine will therefore be exposed to cavitation.

Figurer

1.1	Magasin og kraftstasjoner i RSK.	3
1.2	Oversikt over Middy kraftverk.	5
1.3	Oversikt over Svandalsflona kraftverk.	6
1.4	Oversikt over Midtlæger kraftverk.	7
1.5	Vannveien mellom Vallvatnet og Novle kraftverk.	8
1.6	Oversikt over Kvanndal kraftverk og Suldal II kraftver.	13
1.7	Oversikt over vannveien i Vasstøl kraftverk. Kartskisse hentet fra NVE Atlas.	14
2.1	Prinsippskisse over vannvei for kraftverk uten pumpe	15
2.2	Skisse over en reversibel pumpeturbin og et ternært aggregat	20
2.3	Pumpeturbin karakteristikk for en pumpeturbin med $N_q = 31$	22
2.4	Dykket turbin med konseptforklaring.	24
2.5	Prinsipp tegning av pumpe karakteristikk og system karakteristikk.	25
2.6	Illustrasjon over strømnnett fra kraftstasjon til forbruker.	27
2.7	Prinsippskisse over boosterpumpe.	34
2.8	Overføringskabler fra Norden og ut mot resten av Europa.	35
2.9	Strømprisprofil i Oslo og Tyskland på timesoppløsning.	36
2.10	Prisvariasjoner i NO2 i 2025 og 2040.	37
2.11	Skisse over et magasin og en rørgate i SIMSEN	40
2.12	Konstuert turbinkurve.	42
2.13	Skisse over et magasin og en rørgate i SIMSEN	43
2.14	Bestemmelse av initialbetingelser for Francis-turbin.	44
3.1	Oppsett av SIMSEN-modell av Suldal I.	49
3.2	Horisontal skisse over vannveien i Roskrepp kraftverk.	54
3.3	Modelloppsett av Roskrepp kraftverk.	55
4.1	Modellert vanntrykk i forhold til statisk trykkehøyde i trykksjakten i Suldal I.	59
4.2	Modellert vannstand i svingekammeret i Suldal I.	60
4.3	Modellert vannstand i bekkeinntaket i Suldal I.	60
4.4	Vannvei for pumpekraftverk	61
4.5	Prinsippskisse av ombygd Røldal kraftverk	72

Tabeller

1.1	Teknisk data for turbine i Middyr kraftverk.	4
1.2	Teknisk data for Svandalsflona kraftverk.	6
1.3	Teknisk data for Midtlæger kraftverk.	7
1.4	Teknisk data for Novle kraftverk.	9
1.5	Oversikt over Røldal kraftverk.	10
1.6	Teknisk data for Røldal kraftverk.	10
1.7	Oversikt over Suldal I kraftverk.	11
1.8	Teknisk data for turbinene i Suldal I.	11
1.9	Teknisk data for turbinene i Suldal II.	12
1.10	Teknisk data for Kvanndal kraftstasjon	13
1.11	Teknisk data for Vasstøl kraftverk.	14
2.1	Parametere for beregning av NPSH.	24
2.2	Norske pumpekraftverk med beregnet lagringskapasitet. Verdier hentet fra NVE Atlas.	30
2.3	Kraftverk med boosterpumpe i Østerrike.	33
2.4	Kraftpris i Tyskland i 2020 og 2026.	37
2.5	Modellelementer i SIMSEN	39
2.6	[Svingekammer i SIMSEN.	41
2.7	Oversikt over modeller brukt i fysisk modellering av hydrauliske prototyper.	45
2.8	Eksempel på størrelser og dimensjonsverdier.	45
3.1	Fastsatte verdier for alle elementer i vannveien.	49
3.2	Modellert vannstand i øvre og nedre magasin.	49
3.3	Tunneltrase for modellering av Suldal I.	50
3.4	Oversikt over bekkeinntak og svingekammer i vannveien til Suldal I.	50
3.5	Ventilåpning som bestemt i FPOINT.	51
3.6	Modelleringsverdier pumpeturbin i modellen.	53
3.7	Turtallsstyring av pumpeturbin i modellen.	53
3.8	Skaleringsfaktorer etter Eurler-tallet.	54
3.9	Størrelse på parametere i prototype og modell av Roskrepp kraftverk og i Suldal I.	55
4.1	Kostnadsoverslag over ulike ombyggingsvarianter. Alle verdier er i mill. NOK.	67
4.2	Beregnete verdier av nødvendig dykking av kraftverk i RSK.	69

Innhold

Oppgavetekst	i
Forord	v
Sammendrag	vii
Abstract	ix
Figurer	xi
Tabeller	xiii
Innholdsliste	xv
1 Innledning	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Formål	2
1.3 Tidligere arbeid	2
1.4 Røldal-Suldal kraft	3
2 Teoretisk bakgrunn	15
2.1 Vannvei	15
2.2 Vannveisdynamikk	17
2.3 Mekanisk og elektrisk utrustning i pumpekraftverk	19
2.4 Pumpekraftverk	29
2.5 Kraftmarkeder og reguleringsbehov	35
2.6 Modellering	38
3 Metode	47
3.1 Litteratursøk og vurdering av mulighet for ombygging i RSK	47
3.2 Numerisk modellering av kraftverk kjørt som pumpekraftverk	48
3.3 Fysisk modellering	53
4 Resultater	59
4.1 Resultater fra numerisk modellering	59
4.2 Ombygging av eksisterende kraftverk til pumpekraftverk	61
4.3 Alternativer for ombygging til pumpekraftverk	66
4.4 Ombyggingspotensialet i RSK	69
5 Diskusjon	75
5.1 Numerisk modellering	75
5.2 Ombygging av kraftverk	76
6 Konklusjon	79
6.1 Videre arbeid	80
Bibliografi	83
Vedlegg	87

Kapittel 1

Innledning

1.1 Bakgrunn

For å unngå at den globale temperaturøkningen overskrider $1,5^{\circ}\text{C}$ har Europa etablert nullutslippsmål for netto karbonutslipp innen 2050 (EUROPEAN COMMISSION, 2018). En viktig del av arbeidet mot målet er å erstatte fossile energikilder med fornybare energikilder. Det satses på økt utbygging av solenergi og vindkraft, både på land og til havs. Kraftmarkedsanalyser spår opp mot 6 TWh med solkraft og 11 TWh vindkraft produsert i Norge (Birkelund mfl., 2021). Fellesnevneren for de to formene for kraftproduksjon er at de styres av naturgitte krefter, og tilgang på kraft kan derfor ikke styres etter etterspørsel.

I et marked hvor andelen uregulerbar kraft stiger, vil det være et økende behov for å kunne lagre energi når produksjonen er høyere enn forbruket, og å ha reservekraft når forbruket er høyere enn produksjonen. I dag finnes det to teknologier som brukes til storskala lagring av energi; pumpekraftverk og batterier.

Tesla selger Powerwall, en hjemmebatteripakke med lagringskapasitet på 13,5 kWh. Tanken bak Powerwall er å lagre energi fra solkraft, til hjemmebruk. Batteriet måler 1150 mm x 753 mm x 147 mm, noe som tilsvarer en energiekvivalent på $106 \text{ kWh}/\text{m}^3$ (Tesla, 2022). Tall fra NVE Atlas viser at Røldal kraftverk har en energiekvivalent på $0,823 \text{ kWh}/\text{m}^3$, og et øvre magasinivolum på 290 mill. m^3 , det tilsvarer lagring av 240 mill. kWh. Dersom Røldal kraftverk var bygd som pumpekraftverk ville det forenklet sett hatt samme lagringskapasitet som 18 millioner Powerwall-batterier.

Pumpekraftverk er særlig gunstig fordi de kan levere langtidslagring av energi i storskala, og er hurtig regulerbart. Pumpeteknologiens egenskaper gjør den derfor særlig aktuell for å yte stabiliseringstjenester i tråd med økt utbygging av uregulerbar kraft, og stille med reservekraft i et uregulerbart kraftmarked. Ombygging til pumpekraftverk vil medføre begrenset med nye naturinngrep og miljøkonsekvenser fordi vassdraget allerede er regulert til kraftproduksjon, og både damanlegg og anleggsveier allerede eksisterer.

1.2 Formål

Formålet med masteroppgaven er å kartlegge de tekniske og hydrauliske utfordringene ved ombygging av kraftverk til pumpekraftverk, samt foreslå tiltak for å overkomme utfordringene. Kraftverkene i tidligere Røldal-Suldal kraft, RSK, blir brukt som utgangspunkt i vurderingene, men funnene fra oppgaven skal kunne brukes for lignende kraftverk.

Oppgaven innledes med en gjennomgang av kraftverksanleggene i RSK-systemet hvor kraftverksanleggenes tekniske og hydrauliske utforming presenteres. Mulighet for ombygging til pumpekraftverk blir vurdert med dagens kunnskap, og kraftverk med store utfordringer, som manglende dykking av løpehjul og utløp over HRV i nedre magasin, blir sortert bort dersom problemene ikke kan løses på en overkommelig måte. Det blir gjennomført numerisk modellering av Suldal I i programvaren SIMSEN for å kontrollere hvilke trykkforhold som forekommer i vannveien dersom kraftverket blir kjørt som pumpekraftverk. I tillegg blir det gjennomført en vurdering av hvilke fysiske modellforsøk som kan gjennomføres for å verifisere resultatene fra numeriske modellering, og det blir tatt en vurdering på om Roskrepp-modellen som allerede står i Norsk Hydroteknisk Laboratorium kan brukes til fysisk modellering av Suldal I. Avslutningsvis vil hvilke forholdene som påvirker mulighet for ombygging av vilkårlige kraftverk presenteres, og med utgangspunkt i utfordringer og tiltak vil forslag til ombyggingsmuligheter for utvalgte kraftverk i RSK skisseres.

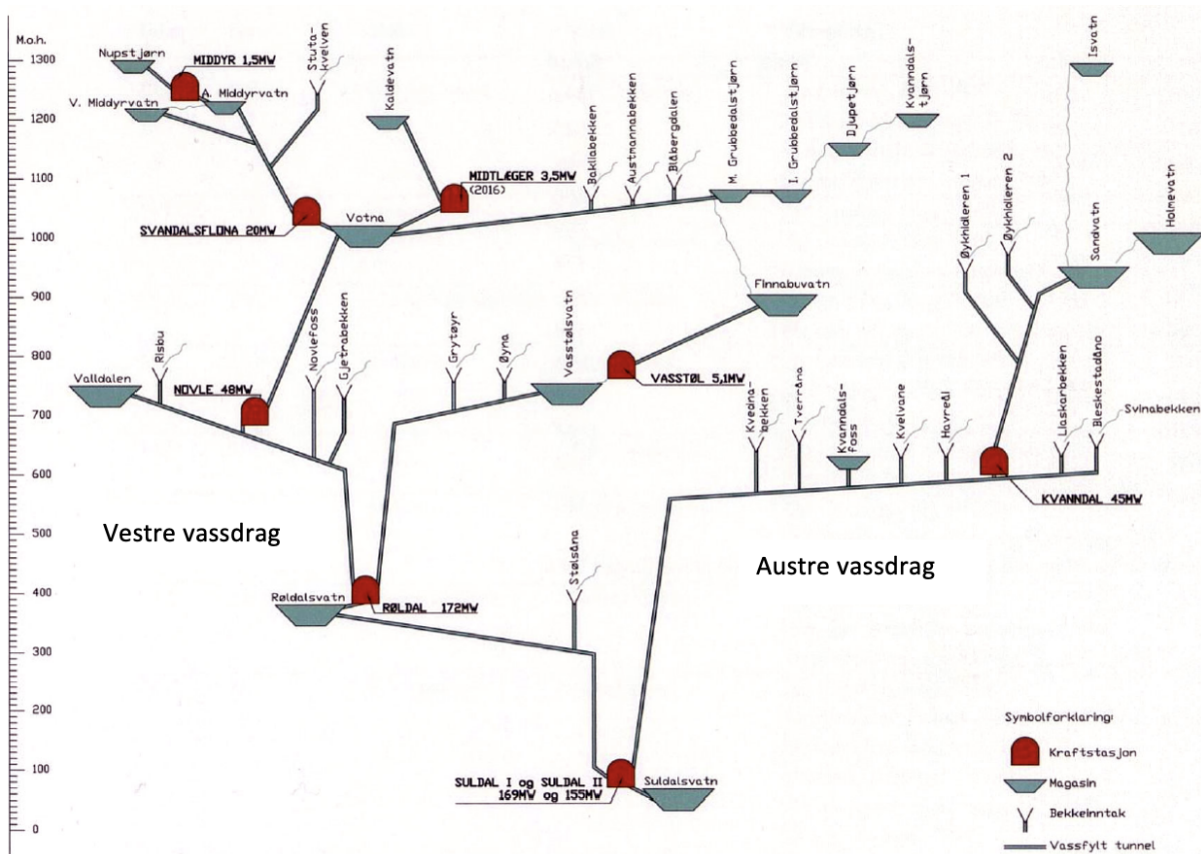
1.3 Tidligere arbeid

I prosjektoppgaven gjennomført høsten 2021 ble mulighet for ombygging av eksisterende kraftverk, og utbygging av nye pumpekraftverk i RSK, vurdert (Aske, 2021). Dimensjoneringskravet for ombyggingsscenarioet var 10 dagers-pumping, noe som for kraftverk mellom to store magasin innebar pumpeturbiner med høy installert effekt, og stor slukeevne. Vurderinger av mulighet for ombygging var basert på antagelsen at løpehjulsskifte måtte kombineres med omfattende ombygging av kraftstasjonen. Påstanden var begrunnet i størrelsesforskjellen på løpehjulet til en sentrifugalpumpe og en turbin med samme installerte effekt. Vurdering som ble gjort var at det var nødvendig å bygge om sugerøret og ledeapparatet slik at det kan settes inn et større løpehjul, for å ha en pumpeturbin med tilstrekkelig løftehøyde.

Resultatet fra gjennomgangen var at ingen av kraftverkene i RSK har løpehjul som er tilstrekkelig dykket for å unngå kavitasjon. I tillegg har de fleste kraftverkene utløp som er plassert for høyt i nedre magasin til at hele reguleringsvolumet i nedre magasin er tilgjengelig for pumping. I masteroppgaven blir funnene fra prosjektoppgaven tatt med som en del av bakgrunnsinformasjonen om kraftverkene.

1.4 Røldal-Suldal kraft

RSK-anleggene er en gruppe kraftverk som ligger i kommunene Ullensvang og Suldal. Kraftverkene ble bygd ut på 1960-tallet for å forsyne aluminiumsproduksjonen på Karmøy med strøm. Samlet teller RSK 17 magasin med totalt lagringsvolum på 890 mill. m^3 , det er fire magasinene med reguleringsvolum over 100 mill. m^3 . Det produseres strøm av vannet i ni kraftstasjoner, med samlet effekt på 615 MW og en gjennomsnittlig årlig produksjon på over 4700 GWh. Mellom kraftverkene er det kort innbyrdes avstand, og store høydeforskjeller.



Figur 1.1: Magasin og kraftstasjoner i RSK. Figuren er oversendt som en del av bakgrunns materialet for oppgaven.

RSK-anleggene er fordelt langs to kraftverksstrenger, Vestre vassdrag og Austre vassdrag, som begge ender i Suldalsvatnet. Vestre vassdrag ligger hovedsakelig i Ullensvang kommune, og går fra Nupstjærn ned til Suldalsvatnet. Kraftverksstrengen inneholder tre magasin med reguleringsvolum større enn 100 mill. m^3 . Austre vassdrag består kun av to kraftverk, men har større høydeforskjell mellom anleggene, og stor øvre magasineringkapasitet. Anleggene er bygd for jevn

kraftproduksjon over hele året, noe som viser igjen i gjennomsnittlig årlig brukstid, som vektet med effekt er 5400 timer. Kraftverkene er ikke oppgradert siden produksjonsstart, og er modne for endringer i tråd med dagens produksjonsmønster og kraftmarked.

Eierskapet i RSK endret seg 31. desember 2020 da Lyse og Hydro fusjonerte sine kraftporteføljer til et felles selskap, Lyse Kraft DA, hvor Lyse har 74,6 % eierskap, og Hydro eier 25,6 % (Hydro, 2020). Eierskapsskiftet kom som følge av hjemfallsordningen som har vært gjeldende i Norge siden 1909 (Rosvold, 2019). For kraftverk med installert effekt på 10 MW eller høyere har private eiere rett til å benytte vannressurser til kraftproduksjon i 60 år etter at konsesjonen for bruk ble utstedt. Når 60 år er gått tar staten over anleggene vederlagsfritt. Et selskap regnes som privat eid dersom mindre enn 2/3 av eierskapet er offentlig. Hydro AS fikk innvilget konsesjon til RSK i 1962, og hadde mistet retten til å eie anleggene i 2022 dersom ikke Lyse Kraft DA tok over anleggene.

1.4.1 Gjennomgang av RSK

Beskrivelse av anleggene er gjort med utgangspunkt i tilsendt tegningsgrunnlag, og NVE Atlas. Gjennomgangen legger vekt på tunnelsystemet, med driftstunnel, svingekammer, bekkeinntak, inntak og utløp. I tillegg er teknisk data for kraftstasjonen med fordi det påvirker størrelsen på aggregatet, og formålet pumpekraftverket vil ha.

Middy kraftverk

Middy kraftverk er det øverste kraftverket i kraftverksstrengen Vestre vassdrag. Kraftverket har vært i drift siden 1981, og har installert én francisturbin som leverer en effekt på 1,3 MW. Inntaksmagasinet, Nupstjern, har et reguleringsvolum på 10 mill. m^3 . Vannstanden i Nupstjern skal alltid være innenfor reguleringsgrensen mellom høyeste regulerte vannstand, HRV, på 1302 moh. og laveste regulerte vannstand, LRV, på 1282 moh. Magasinet nedstrøms er Østre Middyrvatnet, med 21,2 mill. m^3 som reguleringsvolum.

Tabell 1.1: Teknisk data for turbine i Middy kraftverk.

Ytelse	1,3 MW
Fallhøyde	66 m
Turtall	750 o/min



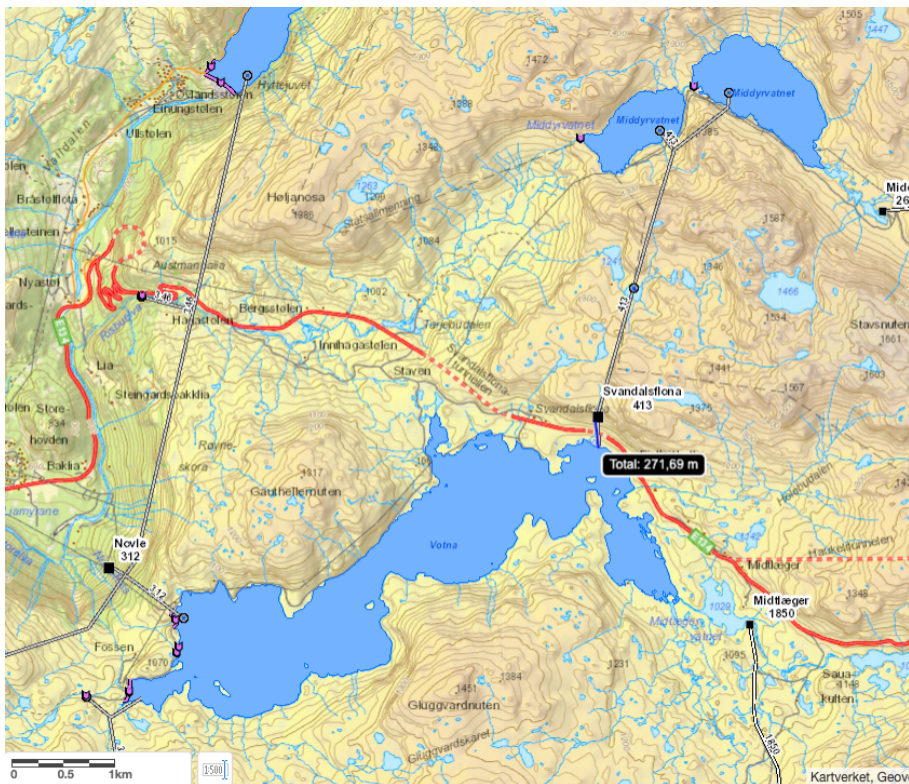
Figur 1.2: Oversikt over Middyrvatn kraftverk. Kartutsnittet er hentet fra NVE Atlas.

Inntaket til kraftverket ligger under LRV i Nupstjørn, og vannet går i tunnel med tverrsnitt på 7 m^2 videre mot kraftverket som ligger i dagen. Samlet lengde på vannveien er 3 km. Avløpsvannet fra turbinen går ut i elveløp videre mot Middyrvatnet. Eksisterende kraftstasjon er på kote 1238,7 m, som er 21,2 m over HRV i Vestre Middyrvatn. Vannveien er uten loddsjakt som svingekammer, men tverrsnittet er økt til 14 m^2 i 400 m, noe som kan fungere som fordelingsbasseng i tunnelsystemet.

Middyrvatn kraftverk har lav installert effekt, utløp oppstrøms nedre magasin og relativt lav magasineringskapasitet i øvre magasin, og blir derfor ikke vurdert videre.

Svandalsflona kraftverk

Svandalsflona kraftverk utnytter fallet fra Østre og Vestre Middyrvatn, ned til Votna. Østre Middyrvatn reguleres mellom 1230,5 og 1190 moh. og har et reguleringsvolum på 21,2 mill. m^3 , mens Vestre Middyrvatn reguleres mellom 1217,5 og 1190 moh., og er på 6,8 mill. m^3 . Samlet øvre reguleringsvolum er 28 mill. m^3 . Svandalsflona har utløp i Votna, som har reguleringsvolum på 119 mill. m^3 , og som reguleres mellom 1020 og 975 moh. Inntaket i begge magasinene er på kote 1185. Vannveien til Vestre Middyrvatn kan stenges av med inntaksluke med tosidig pakning (Lykkebø mfl., 2022). Øvre driftstunnel har tverrsnittsareal på 14 m^2 . Stutakelven blir tatt inn som bekkeinntak, varegrinden er plassert på kote 1241. Avløpstunnelen til kraftverket har såle på kote 1013, som er 7 meter under HRV i Votna. Avløpstunnelen har verken svingekammer eller sandfang. Tverrsnittsarealet på avløpstunnelen er på $5,8 \text{ m}^2$, og er 595 m lang.



Figur 1.3: Oversikt over Svandalsflona kraftverk. Kartutsnittet er hentet fra NVE Atlas.

Svandalsflona har brukstid på omtrent 2000 timer. Den lave brukstiden sett i forhold til resten av anleggene i RSK kan skyldes at Novle, Midtlæger og Svandalsflona er alle tilkoblet samme transformator med kapasitet på 50 MW (Aamodt, 2022). Det har gjort at det i perioder har vært et effekttap på omtrent 20 MW Vestre vassdrag.

Tabell 1.2: Teknisk data for Svandalsflona kraftverk.

Ytelse	20 MW
Fallhøyde	227 m
Turtall	750 o/min
Årsproduksjon	37 GWh
Dynamisk trykkstigning	8 %

Svakhetssoner i tilløpstunnelen og trykksjakten til Svandalsflona er kartlagt både i forbindelse med utbygging, men også i forbindelse med granskningen av et ras som gikk i trykksjakten i 2008. Økt effektkjøring, som medførte hyppige og voldsomme trykkendringer, var sannsynlig årsak til at det gikk et ras i tunnelsystemet etter 30 år i drift (Neupane & Panthi, 2018).

Midtlæger kraftverk

Midtlæger kraftverk er et småkraftverk med installert effekt på 3,5 MW som ble bygd i 2016. Kaldevatn reguleres mellom 1205 og 1183 moh. Tilsiget til Kaldevatn består i hovedsak av smeltevann og nedbør i forbindelse med vårflom. Lav temperatur og store mengder snø kan føre til driftsutfordringer for kraftverket.



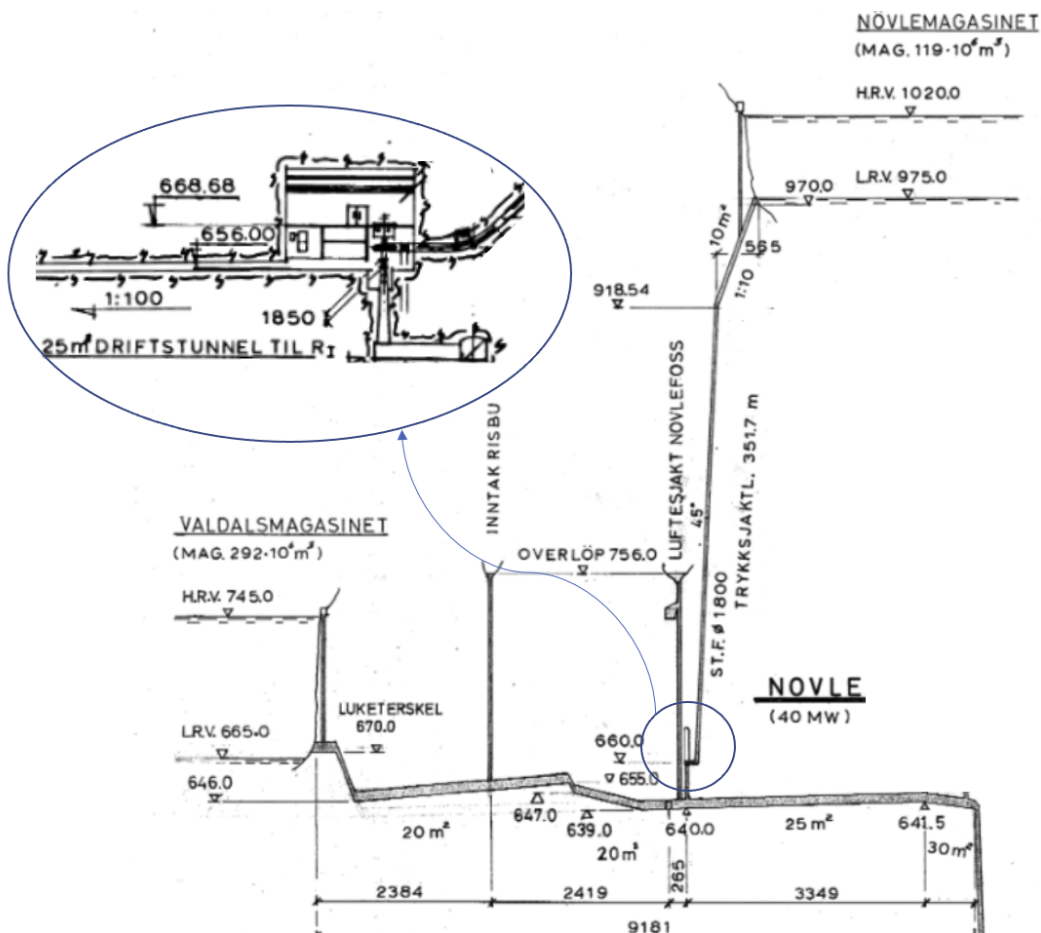
Figur 1.4: Oversikt over Midtlæger kraftverk. Kartutsnitt hentet fra NVE Atlas.

Tabell 1.3: Teknisk data for Midtlæger kraftverk.

Ytelse	3,5 MW
Fallhøyde	153 m
Årsproduksjon	13,7 GWh

Småkraftverket ble bygd for å utnytte fall i eksisterende overføringstunnel. Kraftverket ligger mellom Kaldevatn og Votna, som begge er store reguleringsmagasin, med reguleringsvolum på henholdsvis 36 og 115 mill. m^3 . Inntaket til kraftverket er i et tjern nedstrøms Kaldevatn, og utløpet til kraftverket er i Midtlægervatnet, som ligger 9 m høyere enn Votna, og som drenerer naturlig ut i Votna. Vannveien til kraftverket går i rørgate, og kraftstasjonen ligger i dagen. Det er 200 m i vertikal avstand mellom vannspeilene i Kaldevatn og Votna. Fordi Midtlæger kraftverk ikke er dykket, og vannveien går i rørgate, og ikke er direkte tilknyttet verken øvre eller nedre magasin, blir ikke kraftverket vurdert som mulig å bygge om til pumpekraftverk.

Novle kraftverk



Figur 1.5: Vannveien mellom Vallvatnet og Novle kraftverk. Figuren er satt sammen av to tegninger som er oversendt som en del av bakgrunns materialet for oppgaven.

Novle kraftverk utnytter fallet fra inntaksmagasinet Votna, og ned mot turbinsenteret på 660 moh. Inntaket i Novle ligger rett over LRV i Votna. Vannveien fra Votna til kraftstasjonen består av 550 m med tunnel med tverrsnittsareal 15 m^2 , og stålføret trykksjakt på 365 m med diameter 1,8 m. Avløpsvannet fra Novle blir ledet direkte inn mot tilløpstunnelen til Røldal kraftverk, i overføringen som går fra Valldalsvatnet. Vannveien har ikke svingekammer eller sandfang i øvre driftstunnel. Vertikal avstand fra turbinsenter til sålen på tilløpstunnelen som går til Røldal kraftverk er 20 m. Dersom Novle bygges om til pumpekraftverk vil Valldalsvatnet være øvre magasin. Valldalsvatnet reguleres mellom 745 og 665 moh. Turbinsenteret til Novle er 85 m under HRV i Valldalsvatnet, og fem meter under LRV. Novle kraftstasjon vil være dykket så lenge vannstanden i Valldalsvatnet er innenfor reguleringsgrensene.

Tabell 1.4: Teknisk data for Novle kraftverk.

Ytelse	50 MW
Fallhøyde	280 m
Turtall	600 o/min
Årsproduksjon	209 GWh
Trykkøkning	30 %

For å sikre tilstrekkelig trykk gjennom tunnelsystemet oppstrøms Røldal kraftverk, må Novle kraftverk kjøres samtidig som Røldal kraftverk. Dette gjør at den årlige brukstiden i Novle er høy, omtrent 5000 timer. Det er ikke kjent om turbinen i Novle har blitt oppgradert siden produksjonsstart i 1967.

Røldal kraftverk

Røldal kraftverk er det nest største kraftverket i RSK, både målt etter installert effekt og årlig produksjon. Kraftverket er det eneste i RSK som ligger mellom to magasin med reguleringsvolum over 100 mill. m^3 . Inntaksmagasinet er Valldalsvatnet, som har et reguleringsvolum på 290 mill. m^3 , og nedre magasin er Røldalsvatnet, med et reguleringsvolum på 115 mill. m^3 . Røldalsvatnet er regulert mellom 380 og 363 moh i vinterhalvåret, men har sommerkonsesjon som begrenser nedtappet vannstand til minimalt 378,5 moh. før 1. oktober. Vannveien til Røldal kraftverk er todelt, en streng fra Vasstølvatnet, og en streng fra Valldalsvatnet. Turbinsenter i kraftstasjonen er på 363 moh., som er likt som LRV i Røldalsvatnet, det gjør at løpehjulet er dykket så lenge Røldalsvatnet ikke er nedtappet.



Tabell 1.5: Oversikt over Røldal kraftverk.
Kartutsnitt hentet fra NVE Atlas.

I tillegg til inntaksmagasiner føres overføringer fra Risbu, Novlefoss, Grytør, Øyna og Vasstølvatnet, samt utløpet fra Novle kraftverk inn i tilløpstunnelen til kraftverket. Alle bekkeinntakene har overløpsterskel på 756 moh., og svingekammeret har overløpsterskel på 811 moh. Det er to inntak i Valdalsvatnet, et på 670,9 moh., og et høyereliggende på 709 moh. Disse inntakene er styrt av en felles inntaksluke, og det er ikke mulig å koble ut det ene inntaket. Det er ingen luker i vannveien som gjør det mulig å stanse pumping av vann til Vasstøl-overføringen. Vannveien fra Valdalsvatnet og ned til kraftstasjonen er i overkant av 6 km lang, og har tverrsnittsareal på 20-30 m².

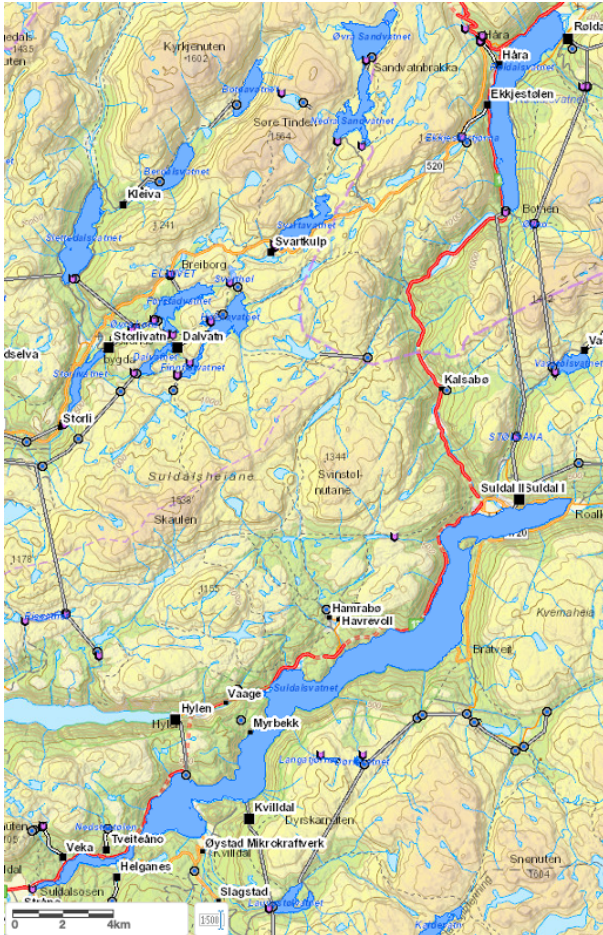
Tabell 1.6: Teknisk data for Røldal kraftverk.

Ytelse	2 x 85 MW
Fallhøyde	330 m
Turtall	428 o/min
Årsproduksjon	810 GWh
Dynamisk trykkstigning	20 %

Røldal kraftverk har årlig brukstid på omtrent 5500 timer. Kjøring av Røldal kraftverk blir planlagt sett i sammenheng med vannstanden i Valdalsvatnet. På vintertid skal vannstanden i Valdalsvatnet være stabil for å unngå brytning av isdekket. Dette fører til tvangskjøring av Røldal kraftverk (Lykkebø mfl., 2022).

Dagens praksis er å kjøre Novle kraftverk samtidig som Røldal kraftverk for å få tilstrekkelig trykk i systemet.

Suldal I kraftverk



Suldal I er kraftverket i RSK med høyest installert effekt og flest brukstimer. Kraftverket ligger nederst i kraftverksstrengen "Vestre Vassdrag". Samlet installert effekt er 190 MW, som er likt fordelt på to Francisturbiner. I 2017 og 2018 utførte Rainpower oppgraderinger på begge turbinene. Inntaksmagasinet til Suldal I er Røldalsvatnet, som har et reguleringsvolum på 115 mill. m^3 , og utløpsmagasinet er Suldalsvatnet med reguleringsvolum på 44 mill. m^3 . Suldalsvatnet kan reguleres mellom 68,5 og 67 moh.

Tabell 1.7: Oversikt over Suldal I kraftverk. Kartutsnitt hentet fra NVE Atlas.

Tabell 1.8: Teknisk data for turbinene i Suldal I.

Ytelse	2 x 95 MW
Fallhøyde	305 m
Omdreininger	428 o/min
Dynamisk trykkstigning	8 %

Vannveien er over 11 km lang, og går i tunnel med tverrsnittsareal på 40 m^2 . Inntaket til tilløpstunnelen ligger under LRV i Røldalsvatnet. Vannveien har ett bekkeinntak, Stølsåna, samt et svingekammer utformet som loddsjakt, plassert i overgangen. mellom tunnel og trykksjakt. Kraftstasjonen er dykket, turbinsenteret er på 61,5 moh., altså 5,5 m under LRV i Suldalsvatnet. Avløpsvannet går i tunnel med tverrsnitt stort nok til at det fritt vannspeil ved utløpet. Det er ikke sandfang i avløpstunnelen. Stort tverrsnittsareal og kort vannvei gjør at nedstrøms svingekammer ikke er nødvendig i Suldal I.

Suldal II

Suldal II er kraftstasjonen i RSK med høyest trykkehøyde. Kraftverket utnytter fallet fra Kvanndalsfossen ned til Suldalsvatnet, som er på omtrent 550 m. Kvanndalsfossen er det minste inntaksmagasinet i RSK, og har et reguleringsvolum på 1,6 mill. m^3 . Øvre driftstunnel er 7800 m lang, og har et tverrsnittsareal på 23 m^2 . Svingekammeret har svingegrense på 639 moh., og inntak av Tverråna og Kvednabekken, med overløpeterskler på 648 og 641,2 moh. Suldal II deler stasjonshall med Suldal I, og undervannet fra kraftstasjonen går i tunnel med tverrsnitt som sikrer fritt vannspeil. Turbinsenteret ligger 61,5 moh., og er dykket 5,5 m under LRV i Suldalsvatnet. Turbinene i Suldal II fikk nytt løpehjul, og ble rehabilitert i 2019 (Lykkebø mfl., 2022). Kraftverket er i drift omtrent 4050 timer i året.

Tabell 1.9: Teknisk data for turbinene i Suldal II.

Ytelse	2 x 80 MW
Fallhøyde	530/545 m
Turtall	600 o/min
Årsproduksjon	652 GWh

Kvanndalsfossen har ikke reguleringsvolum stort nok til å forsvare kostnadene ved å bygge om Suldal II til pumpekraftverk, og blir derfor ikke vurdert videre.

Kvanndal kraftverk

Kvanndal kraftverk er det øverste kraftverket i Austre vassdrag. Inntaksmagasinet er Sandvatnet, som har reguleringsvolum på 66 mill. m^3 , og reguleres mellom 950 og 924 moh. Oppstrøms Sandvatn ligger Isvatnet og Holmavatnet, med reguleringsvolum på henholdsvis 16 og 112 mill. m^3 . I vannveien mellom Sandvatnet og Kvanndal kraftstasjon er på 3400 m, og tverrsnittsarealet er 12,2 m^2 . I tilløpstunnelen tas det inn vann fra bekkeinntakene Øykhidleren 1 og 2, som har overløpsterskler på 957,5 og 962 moh.



Figur 1.6: Oversikt over Kvanndal kraftverk og Suldal II kraftverk. Hentet fra NVE Atlas.

Avløpsvannet fra kraftverket går i tunnel direkte til Suldal II. Oppstrøms utløpet til Kvanndal kraftstasjon ligger bekkeinntakene Blekestadåno og Liaskarbekken, men trykknivået i vannveien er satt av Kvanndalsfoss, og kraftstasjonen kan derfor ikke betraktes som dykket. Turbinsenter i kraftstasjonen er på omtrent 620 moh

Tabell 1.10: Teknisk data for Kvanndal kraftstasjon (Lyse Konsern, udatert).

Ytelse	1 x 45 MW
Fallhøyde	314 m
Årsproduksjon	181 GWh

Det er mulighet for å bygge om kraftstasjonen ved omfattende ombygging, med boosterpumpe og fordelingsbasseng. Men fordi Kvanndalsfossen ikke har stort reguleringsvolum må Kvanndal pumpekraftverk drives kun i perioder med nedbør, som også vil fylle Sandvatnet. Ombygging av Kvanndal kraftverk blir ikke vurdert videre.

Vasstøl kraftverk

Vasstøl kraftverk er bygd ut i etterkant av hovedutbyggingen av RSK, og begynte å produsere strøm i 2012. Inntaksmagasinet er Finnabuvatnet, som har et reguleringsvolum på 25,7 mill. m^3 . Fra inntaket er det omtrent 150 m ned til Vasstølvatnet, som er undervannet til kraftstasjonen. Vasstølvatnet har reguleringsvolum på 11 mill. m^3 .



Figur 1.7: Oversikt over vannveien i Vasstøl kraftverk. Kartskisse hentet fra NVE Atlas.

Vannveien fra Finnabuvatnet til kraftstasjonen går i nedgravd rørgate. Inntaket ligger på kote 892,8, som er 20 cm under LRV i Finnabuvatnet. Vannveien går i nedgravd rørgate, med samlet lengde på omtrent 2 km. Avløpsvannet fra kraftstasjonen går i kanal i dagen.

Tabell 1.11: Teknisk data for Vasstøl kraftverk.

Ytelse	5 MW
Fallhøyde	149 m
Årsproduksjon	28 GWh

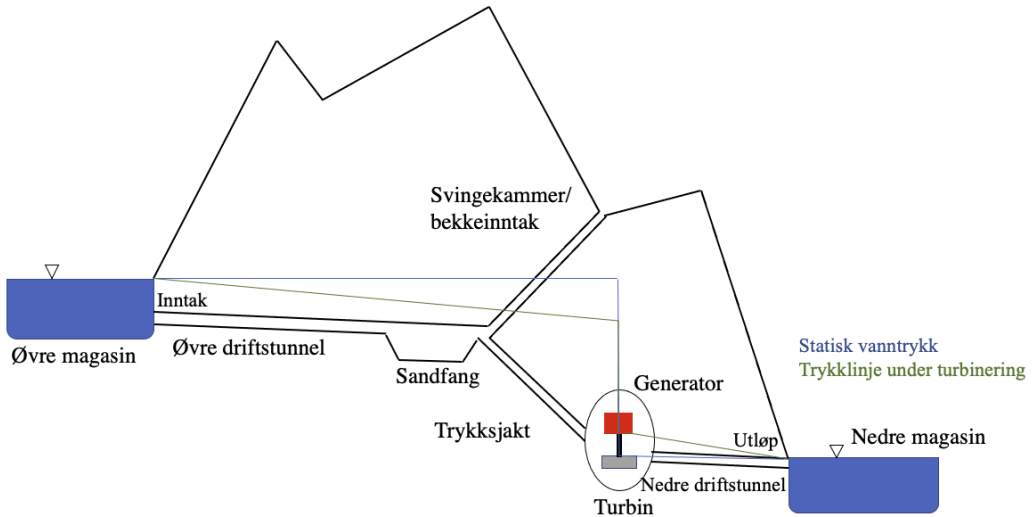
Fordi Vasstøl kraftverk har utløp i kanal som går ned til Vasstølvatnet er det sannsynlig at turbinsenteret er for høyt i terrenget til at ombygging er gunstig. Installert effekt i Vasstøl kraftverk lav, og ombyggingsprosjektet vil være krevende å gjennomføre på en lønnsom måte.

Kapittel 2

Teoretisk bakgrunn

2.1 Vannvei

Kraftverkets vannvei er infrastrukturen som leder vannet fra inntaksmagasinet, gjennom kraftverket, og ut til utløpsmagasinet.



Figur 2.1: Prinsippkisse over vannvei for kraftverk uten pumpe

Typisk vannkraftverk uten pumpe (Figur 2.1). Elementer i vannveien fra oppstrøms til nedstrøms (Guttormsen, 2018):

- **Øvre magasin:** Inntaksmagasin for kraftverket. Kraftverkets reguleringsgrad er et mål på hvor mange års tilsig som kan lagres i inntaksmagasinet, målt i %.
- **Inntak:** Overgangen mellom magasin og tilførsstunnel. Inntaket er dykket, og plassert dypt i magasinet. Det gjøres for å sørge for at hele reguleringsvolumet kan entre øvre driftstunnel, og for å unngå at overflateeffekter som is, snø og drivgods tetter inntaksristene.

- **Øvre driftstunnel:** Ofte tilnærmet horisontal tunnel som frakter vannet fra magasinet til punktet hvor bergmasseoverdekningen er for liten, og går over til trykksjakt. Tunneltverrsnittet er ofte råsprenget, og kun forsterket i kartlagte svakhetssoner. Tverrsnittet er hesteskoformet for å utnytte bergmassens egenskaper i trykk, og minimere sikringskostnader. Falltapet i tunnel beregnes basert på Mannings formel, men løst for falltapet i vannveien, ikke for tunnelens vannføringskapasitet:

$$h_f = \frac{Q^2 \cdot L}{M^2 \cdot A^2 \cdot R_h^{\frac{4}{3}}} \quad (2.1)$$

Q er vannføringen gjennom tunnelen [m^3/s]. L er tunnellengde [m]. M er tunnelens Manningstall [$m^{\frac{1}{3}}/s$], høyt Manningstall indikerer lav ruhet, og typisk Manningstall for råsprenget tunnel er $34 m^{\frac{1}{3}}/s$. A er tunnelens tverrsnittsareal [m^2]. R_h er hydraulisk radius.

R_h er hydraulisk radius, en parameter som beskriver forholdet mellom tverrsnittsareal og omkrets. Høy hydraulisk radius representerer et tverrsnitt med lite strømningsmotstand, mens et tverrsnitt med lav hydraulisk radius har stor strømningsmotstand, og derfor høyt falltap.

$$R_h = \frac{A}{P} \quad (2.2)$$

Hvor A er tverrsnittsareal, samme areal som brukt i ligning xx, og P er våt omkrets, som er omkretsen vannvolumet strømmer gjennom. For konvensjonelt drevene tunneler er tverrsnittet hesteskoformet, da fungerer følgende formel for å regne ut R_h :

$$R_h = 0,265 * \sqrt{A} \quad (2.3)$$

Også i ligning 2.3 er A tverrsnittsarealet til tunnelen.

- **Sandfang:** Sand og grus gjennom turbinen skaper store driftsutfordringer, og begrenser løpehulets levetid. Sandfanget utformes som en lokal utvidelse av tunneltverrsnittet som dimensjoneres slik at hastigheten på vannet blir lav nok til at kornstørrelsene som gjør skade på turbinen rekker å sedimentere i sandfanget.
- **Svingekammer:** For å begrense trykkstøtet som forekommer ved hurtig lastendring konstrueres det et kunstig, åpent vannspeil mellom inntaksmagasin og kraftstasjon. Svingekammeret kan bygges som loddsjakt, skråsjakt eller luftputekammer.
- **Bekkeinntak:** Sjakt som leder tilsig fra elver, eller naturlige magasin som ligger nedstrøms inntaksmagasinet, inn på tilløpstunnelen. For mindre kraftverk brukes bekkeinntak som svingekammer, sjaktarealet tilpasses formålet.

- **Trykksjakt:** Sjakt som utgjør overgangen mellom horisontaltunnel og kraftstasjon. Grunnet det høye vanntrykket blir ofte den nederste delen av trykksjakten stålføret.
- **Kraftstasjon:** I figuren er kraftstasjonen tegnet som generator og turbin plassert på samme aksling, utrustningen er forklart mer detaljert i kapittel xx. Generatoren er ofte plassert over HRV i nedre magasin for å unngå at generatoren eksponeres for vann.
- **Nedre tilløpstunnel:** Tunnelen leder avløpsvannet fra kraftstasjonen ut mot nedre magasin. Tunnelen er ofte konvensjonelt drevet, slik som tilløpstunnelen, men avløpsvannet kan også gå i kanal eller elveløp ut fra kraftstasjonen.
- **Utløp:** Overgang fra driftstunnel til nedre magasin. Utløpet er ofte plassert relativt høyt i magasinet fordi det er dyrt å dykke utløpet, og det har ingen funksjon for strømningsbildet eller drift av kraftstasjonen om utløpet er dykket eller ikke.

2.2 Vannveisdynamikk

Dersom kraftverket skal bygges om til pumpekraftverk må endringen i vannstand og vannføring gjøres rede for før ombygging. Store endring i trykknivå skjer under oppstart eller avslag av turbiner og pumper, og særlig i overgangen mellom pumping og turbinering. Dersom vannføringen endrer seg over tid, er strømningsforholdene i vannveien ikke-stasjonære. Det oppstår to hovedgrupper med problem under ikke-stasjonære forhold: Trykkstøt og massesvingninger. Konseptene blir beskrevet med utgangspunkt i (Guttormsen, 2018).

2.2.1 Trykkstøt

Trykkstøt vil forekomme ved plutselig endring i vannføringen. Trykkstøt er en elastisk bølge som forplanter seg i vannmassen. Bølgeførplantningen skjer fordi vann har en treghet og en elastikk som gjør at det oppstår forhøyet trykk når vannføringen tvinges til å endre retning. Væskens kompressibilitet er avgjørende for størrelsen på trykkstøtet. Trykkstøtet beregnes ulikt for hurtig og for langsom stengning av ventil og turbin. For å skille mellom tilfellene brukes følgende krav:

$$t_v > t_r = \frac{2 \cdot L}{c} \quad (2.4)$$

Kravet for langsom stengning er at lukketiden, t_v er større enn refleksjonstiden, t_r , som er tiden trykkstøtet bruker på å bevege seg en halv svingeperiode. c er bølgehastigheten, presentert i ligning 2.5, og L er avstanden mellom turbin og nærmeste vannspeil.

Ligning for bølgehastighet i rør:

$$c = \sqrt{\frac{E_v/\rho}{1 + \frac{E_v}{E_r} \cdot \frac{D}{s}}} \quad (2.5)$$

E_v er væskens elastisitetsmodul. ρ er væskens tetthet. E_r er elastisitetsmodulen til rørmaterialet. D er rørets indre diameter. s er trykkelsen på røret.

Dersom lukketiden er hurtig blir størrelsen på trykkstøtet:

$$h_{max} = \frac{c \cdot \Delta v}{g} \quad (2.6)$$

v er væskens hastighet.

Trykkstøtet ved langsom lukking:

$$\Delta h = \frac{c \cdot \Delta v}{g} \cdot \frac{t_r}{t_v} \quad (2.7)$$

Tiltak for å senke trykkstøtet er å øke lukketiden, t_v , eller redusere avstanden til nærmeste vannspeil, L , ved å legge inn et svingekammer nærmere kraftstasjonen. Behovet for svingekammer kan forekomme i både øvre og nedre tilløpstunnel avhengig av lengde på tilløpstunnel og avløpstunnel.

Trykksjakt er dimensjonert for en viss dynamisk trykkstigning, som er et forhold mellom forhøyet vanntrykk og midlere statisk vanntrykk mellom øvre magasin og turbinsenteret. Etter ombygging til pumpekraftverk kan trykkforholdene endres, noe som må kontrolleres på forhånd. Trykkstøt kan føre til skade på vannveien dersom ventiler, luker, turbiner og stålføring i trykksjakt ikke er tilstrekkelig dimensjonert.

2.2.2 Massesvingninger

Massesvingningene oppstår under påslag eller avslag fordi det statiske trykknivået er ulikt det dynamiske trykknivået. Maksimalt oppsving beregnes som:

$$\Delta z = \pm v \sqrt{\frac{\sum L \cdot A_t}{A_s \cdot g}} \quad (2.8)$$

Her er A_t tunnelareal, og A_s er vannspeilet i svingekammeret.

Ved avslag øker trykknivået fordi statisk trykknivå er høyere enn det dynamiske trykknivået. Det fører til oppsving i svingekammeret. Dersom oppsvinget er høyere enn øvre svingegrense i svingekammeret kan farlige situasjoner kan forekomme grunnet høyt vanntrykk, i tillegg til at vannet går til overløp. Ved påslag senkes trykknivået, noe som fører til en negativ bølge, og nedsving i svingekammeret. Massesvingningene dempes som følge av friksjonstap i systemet, og vannstanden blir stabil lik statisk trykknivå. Dersom beregnes nedre svingegrense er lavere enn faktisk nedre svingegrense blir driftsproblemet luftinnsug i systemet. Det oppstår ustabile forhold i svingekammeret dersom massesvingningene treffer resonans, og

aldri dempes. Videre i oppgaven blir kun oppsving og nedsving betraktet. Ustabil tilstand i svingekammeret som skyldes resonans i massesvingningene blir ikke vurdert.

For å sikre demping av svingningene i svingekammeret stilles det krav til horisontalt vannspeilareal. Thoma-tverrsnittet gir stabilitetsgrensen som en funksjon av lengden mellom turbinen og nærmeste frie vannspeil, tunnelareal, falltap i tunnelen, α , og høydeforskjellen mellom inntak og utløp i kraftverket, justert for falltap, H_e :

$$A_{Th} = \frac{L \cdot A_t}{2 \cdot \alpha \cdot g \cdot H_e} \quad (2.9)$$

Ved vanlig bruk av Thoma-tverrsnittet som dimensjoneringsparameter settes en sikkerhetsfaktor på 1,5 for å sikre at trykkstøtet dempes tilstrekkelig i svingekammeret.

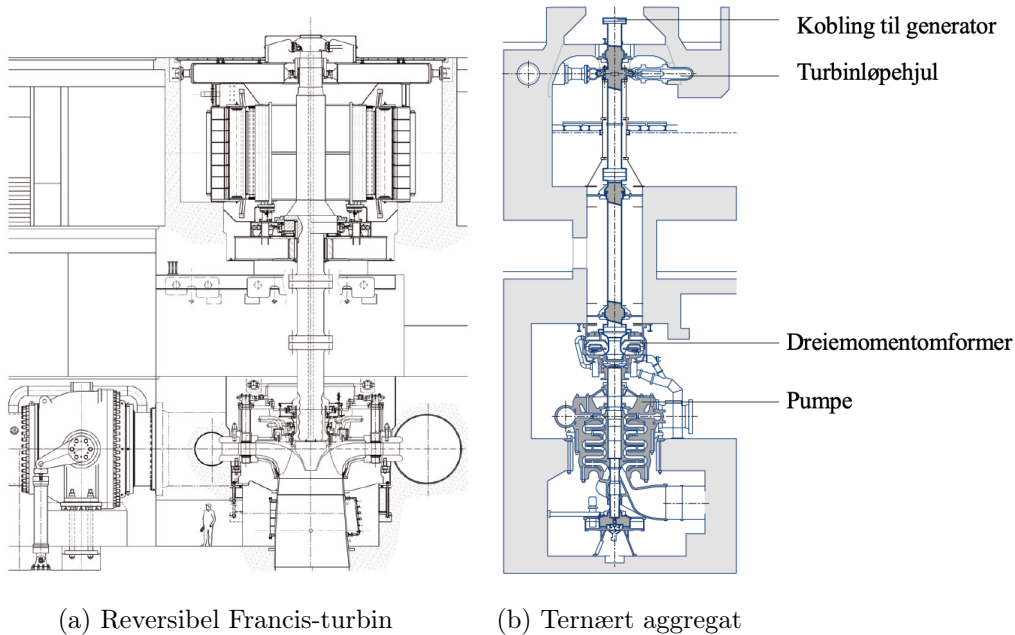
2.3 Mekanisk og elektrisk utrustning i pumpekraftverk

Aggregatet i pumpekraftverk kan være pumpe og turbin på samme aksling, eller pumpe og turbin som to separate aggregat. For kraftstasjoner hvor samme aggregat skal kunne pumpe og turbinere finnes det to mulige løsninger: Reversibel Francis-turbin eller ternære aggregat (NVE mfl., 2011). Begge løsningene blir beskrevet videre, men reversible Francis-turbiner blir beskrevet mer detaljert da oppgaven ombygging med løpehjulsskifte i Francis-turbiner er mer relevant for oppgaven.

2.3.1 Mekanisk utrustning

Ternære aggregat

I ternære aggregat er to løpehjul festet på samme vertikale aksling. Pumpeløpehjulet plasseres nederst på akslingen, fordi det krever mest dykking, turbinløpehjulet plasseres over pumpeløpehjulet, og øverst er motor-generatoren. Det er rotasjonsretningen på løpehjulet som er i drift som avgjør om motor-generatoren fungerer som motor for pumpen eller generator for turbinen. Løsningen gir et høyere aggregat, men større fleksibilitet i dimensjoneringen fordi løpehjulene ikke dimensjonert etter et kompromiss mellom turbinegenskaper og pumpegenskaper, noe som øker virkningsgraden til aggregatet. Fordi ternære aggregat har høyere kostnad enn reversible pumpeturbiner, brukes ternære aggregat oftest for trykkehøyder over kapasiteten til reversible Francis-turbiner. Ternære aggregat er også et godt valg i kraftverk hvor det er store falltap i vannveien, slik at løftehøyden er mye større enn trykkehøyden. Ulempen med ternære aggregat er høyere investeringskostnad og kostnader knyttet til drift og vedlikehold enn reversible pumpeturbiner.



Figur 2.2: Turbinskisser hentet fra (Voith, 2020)

Reversible Francis-turbiner

Francis-turbinen er en reaksjonsturbin, og produserer kraft på trykkforskjellen mellom innløpet og utløpet av løpehjulet (Brekke, 2003). Vannstrømmen akselererer gjennom ledeapparatet, og inn mot de regulerbare ledeskivlene. Reversible Francis-turbiner er kun utstyrt med ett løpehjul, som brukes både til turbinering og pumping. Rotasjonsretningen styrer hvilket driftsområde pumpe-turbinen opererer i. Ett løpehjul gir et mindre aggregat, som krever mindre kraftstasjon, noe som gir lavere investeringskostnad. Til gjengjeld er dimensjoneringsprosessen mer krevende fordi løpehjulet både skal levere tilstrekkelig trykkehøyde, og ha høy virkningsgrad som pumpe og turbin.

Stor diameter på løpehjulet indikerer høy slukeevne, mens et høyt løpehjul brukes for lave trykkehøyder. For Francis-turbiner designet for store trykkehøyder er forskjellen i innløpsdiameter og utløpsdiameter stor, dette er for å tilpasse turbinen til nødvendig økning i innløpshastighet. Fordelen med Francisturbiner er at turbinen kan tilpasset et stort spenn i vannføringer og trykkehøyder ved å endre høyde og diameter på løpehjulet.

Installert effekt som pumpe-turbinen leverer er bestemt av:

$$P_{turbin} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta \quad (2.10)$$

$$P_{pumpe} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad (2.11)$$

P er installert effekt [W], ρ er væskens densitet [kg/m^3], g er gravitasjonsakselerasjonen [m/s^2], H er netto fallhøyde under turbinering og trykkhøyde under pumping, Q er pumpeturbinens slukeevne og η er virkningsgraden. Begge ligningene kan forenkles dersom man antar at ρ , g og η ikke endrer seg:

$$P = k \cdot Q \cdot H \quad (2.12)$$

Ligning 2.12 viser at når installert effekt, P, skal være lik, må forholdet mellom vannføring og fallhøyde eller trykkhøyde være likt.

$$N_{qp} = \frac{n \cdot \sqrt{Q_p}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.13)$$

En alternativ enhet som brukes til modellering av turbiner er fartstallet. Turbiner med samme fartstall har samme form, fordi forholdet mellom diameter og høyde på løpehjulet er likt, men aggregatet kan ha levere helt ulik vannføring og trykkhøyde (Brekke, 2003):

$$*\Omega = * \underline{\omega} \cdot \sqrt{*Q} \quad (2.14)$$

hvor $*\underline{\omega}$ og $*\underline{Q}$ uttrykkes som:

$$*\underline{\omega} = \frac{* \omega}{\sqrt{2g \cdot H_n}} = \frac{* \omega \cdot n}{30\sqrt{2g \cdot H_n}} \quad (2.15)$$

og

$$*\underline{Q} = \frac{*Q}{\sqrt{2g \cdot H_n}} \quad (2.16)$$

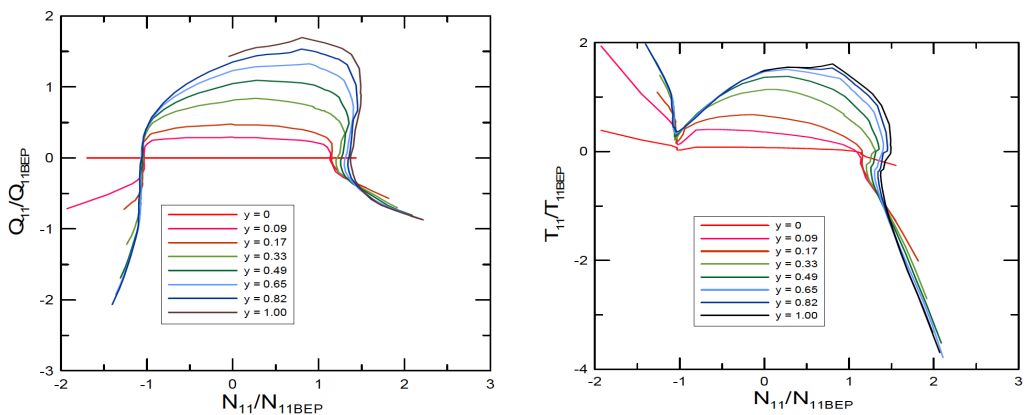
Forholdet mellom spesifikk hastighet, n_q og fartstallet, Ω er:

$$n_q = 0,0194 \cdot \Omega \quad (2.17)$$

N_{qp} er spesifikk omdreiningstall, som representerer forholdet mellom omdreiningshastighet, vannføring og trykkhøyde, og er en turbinkarakteristikk som indikerer om turbinen er lagd for lav- eller høytrykksanlegg (Gunt Hamburg, udatert).

Turbinkarakteristikk

Driftspunktet til en Francis-turbin bestemmes av dyseåpning og turtall. Turbinkarakteristikk gir forholdet mellom turtallet, n, vannføringen, Q, og dreiemomentet, T, for ulike dyseåpninger. Dersom turbinen er tilknyttet en synkrogenerator er det kun ett turtall som gir stabil oppførsel, og da er det kun dyseåpningen som kan brukes til å styre slukeevnen og dreiemomentet pumpeturbinen leverer.



Figur 2.3: Pumpeturbin karakteristikk for en pumpeturbin med $N_q = 31$. Hentet fra (B. Kawkabani mfl., 2013).

Turbinens oppførsel er ulik langs grafen, men kan deles inn i fire kvadranter skilt fra origo (Svarstad, 2019):

- I første kvadrant er både turtall og vannføring positiv, her ligger driftsområdet for kraftproduksjon. Turbinens oppførsel er stabil så lenge n_{11} er mindre eller lik 1 for den gitte kurven presentert i figur 2.3, deretter blir oppførselen ustabil, og vannføringen avtar selv om turtallet øker. Drift av turbinen på høyt turtall sliter på aggregatet, og er ugunstig.
- I andre kvadrant er turtallet negativt, men vannføringen er positiv. Fenomenet oppstår når den reversible turbinen er i pumpemodus, men hvor aggregatet ikke roterer med høyt nok turtall til å overvinne vannets tyngde og treghet som motvirker pumpebevegelsen. Dersom pumpeturbinen opererer i andre kvadrant pumper den ikke vann oppover, men produserer heller ikke strøm.
- Overgangen fra andre til tredje kvadrant kjennetegnes ved plutselig hopp i vannføringen. Den plutselige økningen skyldes at når tregheten til vannet er overvunnet blir pumpingen med ett mer effektiv, og pumpeturbinen evner å pumpe store mengder vann. Som turbinkurven viser må turtallet for den aktuelle pumpeturbinen være over halvparten av nominelt turtall for at driftspunktet skal bevege seg ut av andre kvadrant. At pumpeturbinen har ustabil oppførsel helt til nødvendig turtall for ønsket driftspunktet inntreffer viser hvor viktig det er å dimensjonere pumpeturbinen etter pumpeegenskapene. Som turbinkarakteristikken viser er det endringsraten i vannføring høy for område før pumpeturbinen når driftspunktet. Dette kan føre til store oppstartsproblemer for pumpeturbinen.
- I fjerde kvadrant pumper vann opp i systemet selv om turtallet er positivt. Slik oppførsel er veldig skadelig for turbinen, og drift i fjerde kvadrant unngås. Det

oppstår ikke drift i fjerde kvadrant med mindre det tilføres strøm til turbinen.

Uttrykkene for de karakteristiske verdiene av n , Q og T er som følger:

$$n_{11} = \frac{N \cdot D_{ref}}{\sqrt{H}} \quad (2.18)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{\sqrt{H} \cdot D_{ref}^2} \quad (2.19)$$

$$T_{11} = \frac{T}{H \cdot D_{ref}^3} \quad (2.20)$$

Reversible pumpeturbiner har ustabil oppførsel i 1. og 4. kvadrant, denne oppførselen kjennetegnes ved at det for et gitt turtall og en gitt dyseåpning ikke er et entydig bestemt driftspunkt for Q og T . Dette gjør at turbinen kan hoppe fra et driftspunkt til et annet, noe som medfører store endringer i vannføring og dreiemoment på kort tid. Fenomenet kalles S-kurve karakteristikk fordi turbinkurven oppfører seg som en speilvendt S (Svarstad, 2019).

Kavitasjon

Kavitasjon fører til gradvis nedbrytning av løpehjul og pumpehus, og forekommer under vanlig bruk av pumper og turbiner dersom aggregatet ikke er tilstrekkelig dykket. Fenomenet forekommer når vann fordampes fordi stedlig trykk synker ned under damptrykket. Fordampningen fører til små implosjoner som skader turbinen ved at små biter av materialet brytes løs av trykkbølgene. Kavitasjon skap støy og vibrasjoner når det oppstår, det fører til dårliger ytelse, og tap av virkningsgrad. For å sikre tilstrekkelig dykking for å unngå kavitasjon, stilles det krav til NPSH, Net Positive Suction Head (Brekke, 2003):

$$H_s < h_b - NPSH_t - h_{va} \quad (2.21)$$

h_{va} er vannets damptrykk. Det er en temperaturavhengig størrelse. Referanseverdi: 0,125 m når vannet holder 10 ° C.

h_b er barometertrykk. Referanseverdien er 10,3 m ved havnivå. Trykket avtar lineært med 0,12 m for hver 100 m over havnivå.

H_s er vertikal avstand mellom trykkehøyde i nedre magasin og løpehjulet.

$NPSH_t$ er turbinspesifikk parameter som avhenger av turbinens geometri.

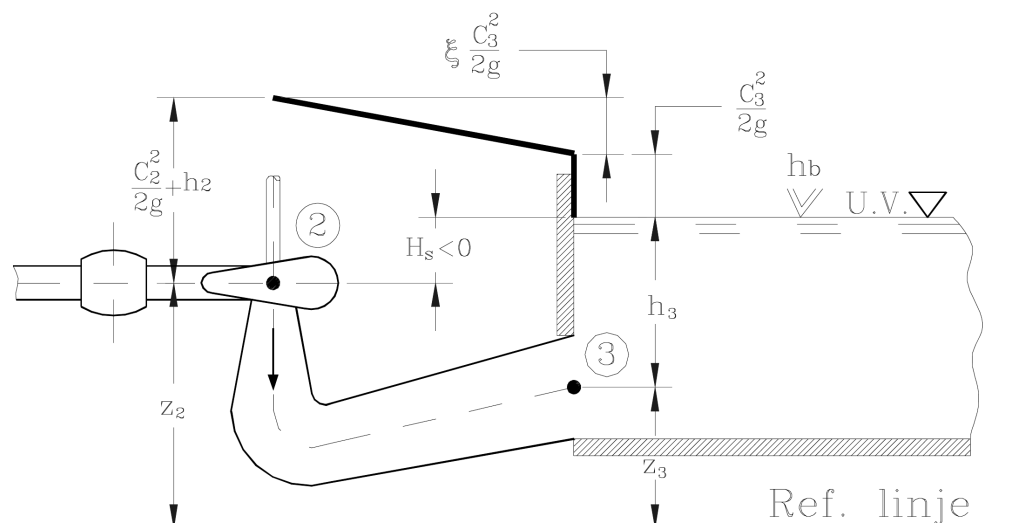
$$NPSH_t = a \frac{c_{m2}^2}{2 \cdot g} + b \frac{u_2^2}{2 \cdot g} \quad (2.22)$$

c_m er gitt som en funksjon av vannføringen, Q , og turbinens utløpsdiameter, D_2 :

$$c_{m2} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_2^2} \quad (2.23)$$

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \quad (2.24)$$

Erfaringsmessig er u_2 mellom 35 og 43 m/s for Francisturbiner, men hastigheten kan være opp mot 55 m/s for en godt dykket pumpeturbin.



Figur 2.4: Dykket turbin med konseptforklaring. Hentet fra (Brekke, 2003).

Tabell 2.1: Parametere for beregning av NPSH. Hentet fra (Brekke, 2003).

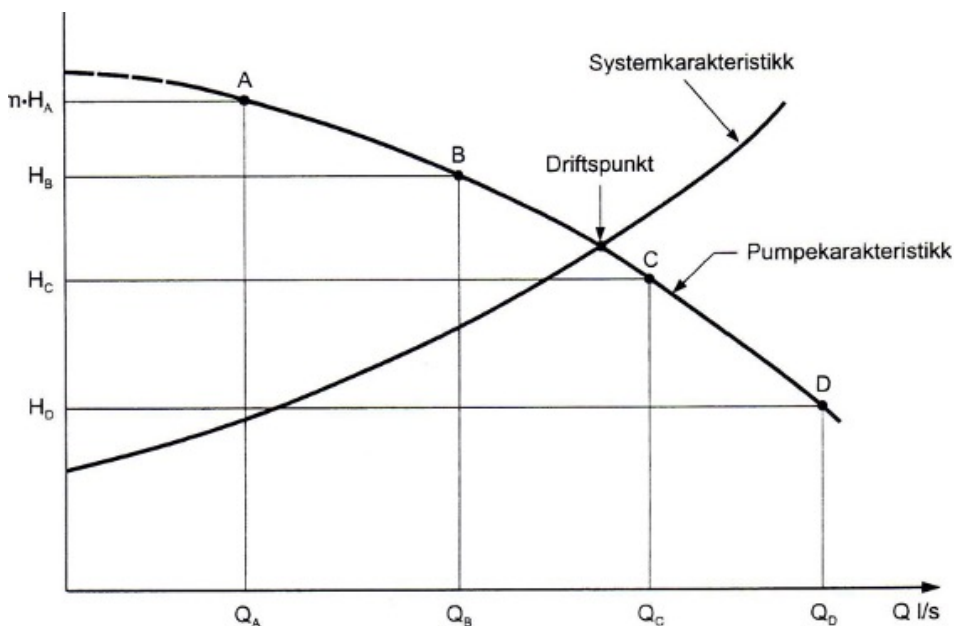
Parameter	Turbiner	Pumper
a	$1.05 < a < 1.15$	$1.6 < a < 2.0$
b	$0.05 < b < 0.15$	$0.2 < b < 0.25$

a og b er enhetsløse parametere som blir bestemt av turbinegenskaper. Det kan antas at verdiene for a og b ligger innenfor intervallet presentert i tabell 2.1. For å beregne nødvendig dykking er det nødvendig å kjenne turbinens vannføring, turtall og utløpsdiameter på løpehjulet, og kunne gjøre et anslag på verdien av parameterne a og b basert på erfaring. Krav til dykking avhenger av om aggregatet er styrt av variabelt turtall eller ei. Turtallsstyrt aggregat har lavere krav til dykking enn synkron aggregat, dette skyldes at kravet til dykking er lavere for et aggregat med variabelt turtall (Valavi & Nysveen, 2018).

Pumpekarakteristikk

I pumpe drift fungerer en reversibel Francis-turbin som en sentrifugalpumpe med samme funksjonsprinsipp som under turbinering. Vannstrømmen strømmer inn midt i løpehjulet, og blir akselerert når løpehjulet roterer. Sentrifugalkraften flytter vannet ut mot ytterkant av løpehjulet, og vannets hastighetsenergi blir omdannet til trykkenergi (Brekke, 2003).

Pumpens installerte effekt styres av nødvendig løftehøyde, og pumpens vannføringskapasitet. Systemkarakteristikk beskriver forholdet mellom løftehøyde og vannføring som pumpen kan pumpe. Pumpens løftehøyde påvirkes av friksjonstapet i systemet. Løftehøyden, H_L , er summen av statisk høyde mellom øvre og nedre vannspeil, og friksjonstapet i vannveien: $H_L = H_s + h_f$. Beregning av falltap er gjennomgått i kapittel 2.1.



Figur 2.5: Prinsipp tegning av pumpekarakteristikk og systemkarakteristikk. Hentet fra (Thorolfsson, 2019).

Figur 2.5 viser hvordan driftspunktet til pumpen blir bestemt av kryssningspunktet til systemkarakteristikken og pumpekarakteristikken. Systemkarakteristikk er en konveks funksjon fordi løftehøyden pumpen må levere øker når falltapet øker. Falltapet øker når vannføringen øker, fordi falltapet er en funksjon av kvadratet av hastigheten. Pumpekarakteristikk pumpen kapasitet til å løfte en viss mengde vann, en viss høyde, og er levert av pumpeleverandøren. Grafen viser at lave vannføringer kan løftes høyt, mens større vannføringer er mer krevende å løfte.

Løsningen dersom pumpen ikke leverer den vannføringen eller trykkhøyden som

er etterspurt er å sette flere pumper sammen, eller turtallsregulere aggregatet. Pumper kan plasseres både i serie, og i parallell. Dersom to like pumper plasseres i serie dobles løftehøyden, mens to identiske pumper plassert i parallell doubler vannføringskapasiteten i forhold til én pumpe alene. Virkningsgradstap i systemet vil begrense en fullstendig dobling. Pumpen som kan styres med turtallsregulering opplever et skift i pumpekapasitet dersom turtallet økes. Da økes både løftehøyden og vannføringen.

2.3.2 Elektriske maskiner i pumpekraftverk

Motor-generator

Dersom maskinen brukes til å produsere strøm kalles den generator, mens den i et pumpekraftverk forbruker strøm, og kalles motor. Oppgaven til generatoren er å levere strøm med frekvens 50 Hz. Generatorens turtall bestemmes slik:

$$Turtall, \omega = \frac{50Hz * 60s/min}{n} [o/min] \quad (2.25)$$

50 Hz er nettfrekvensen på strømmettet i Norge. n er antall polpar i motor-generatoren.

Motor-generatoren kan være synkron eller asynkron. Synkron generator betyr at generatoren, og dermed også turbinen, kun kan driftes på ett turtall, det synkrone turtallet. Den synkrone generatoren er alltid koblet til nettet, noe som betyr at den alltid opplever en frekvens på 50 Hz. For synkrone generatorer er turtallet entydig bestemt av nettspenningen og antall polpar maskinen er utstyrt med. Dette låser effekten maskinen kan produsere på full last.

En asynkron generator har variabelt turtall, noe som gir maskinen fleksibilitet til å pumpe eller turbinere et spenn i trykkehøyde og løftehøyde, da maskinen kan variere hvilket turtall den kjører med, og med det påvirke driftspunktet til pumpeturbinen (Figur 2.5). Turtallsregulering er gunstig i kraftstasjoner hvor magasinene har stor reguleringshøyde slik at nødvendig løftehøyde vil endres under drift (Brekke, 2003). Muligheten til å variere turtallet gjør at pumpekraftverket er bedre egnet for å levere regulerings tjenester til nettet, drive frekvenskontroll, og å gjennomføre en mer skånsom oppstartsprosess enn hva som kan gjennomføres med synkrone aggregat. I tillegg er aggregat utstyrt med variabelt turtall mindre utsatt for kavitasjonsfare enn synkronstyrte aggregat (Valavi & Nysveen, 2018). Alternativet til turtallsregulering av pumpeturbiner er installasjon av en frekvensomformer (Voith, 2020).

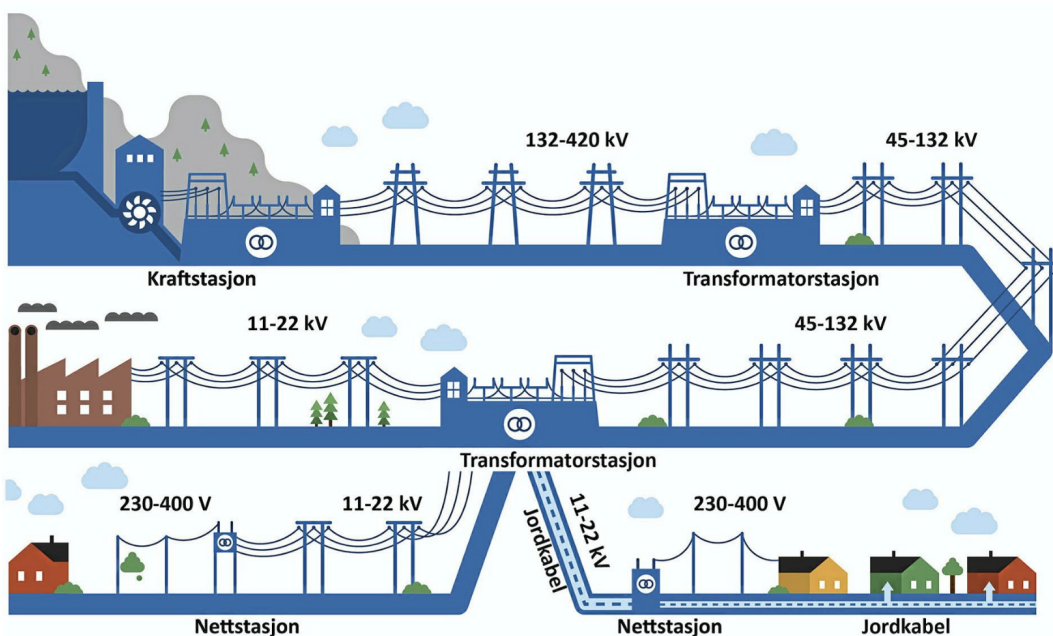
Pumpeturbinen installert i Jukla kraftverk må tåle variasjoner i trykkehøyde på 55 til 230 m, og har bygd et aggregat som kan kjøre med to turtall, 500 og 375 o/min for å øke virkningsgraden til anlegget (Stokkebø, 1975). Resultatet viser nytten av turtallsregulering av aggregatet.

Frekvensomformer

Frekvensomformerer regulerer spenningens frekvens og amplitude, noe som gjør det mulig for en synkronmaskin å operere med ulikt av turtall. Fullskala frekvensomformere kan brukes for maskiner som både skal fungere som motor og generator fordi de kan behandle effektlyt i begge retninger, både opptrapping og nedtrapping. Endring i turtall gir mulighet til å endre produsert effekt, og dermed tilpasse endringer i vannføring og løftehøyde.

Det finnes to typer fullskala frekvensomformere: transistorstyrt og tyristorstyrt. Transistorstyrte frekvensomformere har større fleksibilitet, og har muligheten til å kjøre aggregatet ned til 10 % av synkront turtall. Den håndterer også overgang fra generatordrift til motordrift godt. Utfordringen med transistorstyrte frekvensomformere er at de ikke takler omforming av høye frekvenser, i tillegg til at investeringskostnadene er høye.

Transformator



Figur 2.6: Illustrasjon over strømmnett fra kraftstasjon til forbruker. Hentet fra (BKK, udatert).

Transformator har som formål å endre på spenningen i strømmen. Transformatorer er plassert i en egen branncelle, men så nært generatoren som mulig for å unngå virkningsgradstap. Transformatorer tilknyttet kraftverket gjør strømmen om til 132-420 kV, tilpasset overføringssystemet i området, dette er fordi høy spenning har lavere

energitap i overføringsledningene. Strømmen blir transportert i høyspentledninger fra transformatoren til en transformator nært forbrukere eller industri, hvor spenningen i strømmen blir justert ned til en spenning som brukes på distribusjonsnettene lokalt (BKK, udatert).

Ponnimotor

Dersom pumpeturbinen styres av en synkron-generator brukes liten motor som hjelpemotor under oppstart for å bistå pumpeturbinen opp mot asynkront turtall. Ponnimotoren kan være elektronisk eller mekanisk. Dersom den er elektronisk er det en liten elektrisk motor, mens den mekaniske varianten kan være en turbin som setter i gang rotasjonen av den større pumpeturbinen.

Oppstartsmekanismer for reversible Francis-turbiner

Det er i hovedsak fem oppstartsmetoder for synkrone pumpeturbiner (L. Pitorac mfl., 2020a):

- **Luftstart enten med ponnimotor eller frekvensomformer** Kompressorer fjerner vannet fra spiraltrommen. Akselerasjonen av løpehjulet settes i gang av en ponnimotor eller frekvensomformer, og roterer kun i luft. Når synkronhastigheten er nådd åpnes ventilen oppstrøms turbinen, vannet slippes inn på løpehjulet, og pumpingen starter. Frekvensomformerens kobles ut når synkronturtallet er nådd.
- **I vann med elektrisk rygg-mot-rygg oppstart med generator** Først begynner løpehjulet begynner å rotere fra stillstand, dreiemomentet som oppstår i turbinen akselererer rotoren i generatoren. Spenningen i generatoren øker når frekvensen stiger, og til slutt oppnår generatoren synkront turtall. Når synkronhastigheten er nådd begynner pumping.
- **I vann med mekanisk rygg-mot-rygg oppstart med turbin** Her starter en pumpeturbinen rotasjon som i turbindrift, og den akselererer fra null til synkronhastigheten. Når synkronhastigheten er nådd lukkes ventilen oppstrøms turbinen, og ventilen nedstrøm åpnes, og med det starter pumpingen.
- **I vann med frekvensomformer** Frekvensomformerens styrer opptrappingen av omdreiningshastighet enten fra null til delast, eller helt til full last. Frekvensomformerens regulerer turtallet til pumpeturbinen slik at oppstartsprosedyren er mer skånsom for strømmettet.
- **Direktstart** Ventilen oppstrøms pumpen er stengt når rotasjonen av løpehjulet starter. Når pumpen har nådd driftspunktet sitt åpnes ventilen, og vannet slippes inn på løpehjulet, og pumpeprosessen starter. Direktstart kobler pumpen direkte på ledningsnettene, og er veldig krevende for strømmettet. Spenningsfallet som kan oppstå etter en direktstart gjør at oppstartsmetoden ikke kan brukes for store pumper.

2.4 Pumpekraftverk

Pumpekraftverk er kraftverk som har mulighet til å både produsere strøm, og å pumpe vann opp til et høyereliggende magasin for lagring. Pumpekraftverk prosjekteres i hovedsak enten for feltpumping eller for effektpumping. Feltpumping gjøres for å flytte tilsig fra et område til et annet, som er gunstig for flomlagring av vann, og for å utnytte tilsig fra nedbørsfelt nedstrøms inntaksmagasinet uten å redusere trykkehøyden. Effektpumping er pumping som gjennomføres for å tjene penger på prisforskjellen i markedet, eller for å drive reguleringstjenester for strømmettet.

Motivasjonen for å bygge ut pumpekraftverk er:

- Selge reguleringstjenester til strømmettet. Økt handel med utlandet og utbygging av vindkraft har økt aktualiteten til pumpekraftverkutbygging. Dette er fordi både handel med utlandet, og større andel vindkraft i det norske kraftmarkedet øker markedsandelen med uregulerbar kraft, som igjen øker behovet for reguleringstjenester.
- Storskala lagring av energi. Pumpekraftverk utnytter lagringsvolumet vannkraftmagasinene til å lagre energien. Det er størrelsen på magasinene som muliggjør lagring av mange energiekvivalenter.
- Inntektspotensialet til pumpekraftverk er stor forskjell i kraftprisen i løpet av en viss tid. I perioder med høy produksjon av uregulerbar kraft vil kraftprisen være lav, og det da vil være mulig å pumpe opp vann til en kostnad som er mye lavere enn hva energien kan selges for senere. Inntekten til pumpekraftverket er prisforskjellen i en pumpe-turbin-syklus, det er krav til at forskjellen i pris ved turbinering og pumping må overkomme virkningsgradstapet for at pumpekraftverket skal gå med overskudd.
- Pumpekraftverk har potensiale for å ha kort reaksjonstid, og er derfor hurtig regulerbart. Hurtig regulering er viktig dersom markedet består av kullkraft eller annen kraftproduksjon som er krevende å regulere.
- Teknisk levetid på et pumpekraftverk er 50 år, men store deler av infrastrukturen som vannvei og kraftstasjonshall har mye lenger levetid. Dagens EL-bilbatterier har en forventet levetid på mellom 3-5 år, som er 10 % av pumpekraftverket levetid.
- Høy virkningsgrad sammenlignet med konkurrerende teknologier. Pumpekraftverk har typisk en syklus-virkningsgrad på 80 %, mens dagens batteriteknologi har en virkningsgrad på 90 %, men den må reduseres for virkningsgradstap i produksjonsleddet (Marsh, 2022).
- Styrke flomvernet ved at lavereliggende magasin med høyt lokaltilsig pumper opp vann til magasin med ledig kapasitet før flomsituasjonen inntreffer.

2.4.1 Utbygd pumpekraft

I Norge er det i dag 10 pumpekraftverk, som har samlet installert effekt på 1369 MW, og 1739 kraftverk med samlet effekt på 33 000 MW, installert pumpekapasitet tilsvarer 4 % av turbinkapasiteten (NVE, 2022). Kraftverkene har en samlet midlere årsproduksjon på 137,9 TWh, og det pumpes opp vann for 0,2 TWh årlig. Eksisterende pumpekraftverk er bygd ut i perioden 1955 – 1994, og er i hovedsak bygd ut for sesonglagring av energi (L. Pitorac mfl., 2020a). I tillegg finnes det flere kraftverksfelt hvor mindre pumper i vannveien driver feltpumping. Eksempler på feltpumping finnes i vannveien til både Tjodan og Flørli i Lysefjorden, hvor pumpestasjoner pumper lavereliggende felt opp i høyereliggende magasin. Disse er ikke en del av statistikken over pumpekraftverk fordi vannet blir produsert kraft av i en annen kraftstasjon.

Tabell 2.2: Norske pumpekraftverk med beregnet lagringskapasitet. Verdier hentet fra NVE Atlas.

Navn	$E EK_{turbin}$ [kWh/m ³]	Øvre volum [mill. m ³]	Netto kraftproduksjon [GWh]
Aurland III	0.938	448	420.2
Brattingfoss	0.248	107	26.5
Duge	0.555	1398	775.9
Herva	0.561	109	61.1
Jukla	0.36	236	85
Nygaard	0.934	103	96.2
Saurdal	1.026	3105	3185.7
Stølsdal	0.219	2.4	0.53
Tevla	0.404	204	82.4
Øljusjøen	0.462	161	74.4
		SUM	4808

Tabell 2.2 viser at norske pumpekraftverk har mulighet til å lagre 4,8 TWh i netto kraftproduksjon. Produksjonen beregnes fra kraftverkets energiekvivalent multiplisert med øvre magasinvolument. Reell kapasitet vil være lavere, da den må justeres for at pumpekraftverkene ikke nødvendigvis har enerett på volumet verken øvre eller nedre magasin, og at ingen pumpekraftverk vil pumpe vann helt opp mot HRV, for å gjøre plass til eventuelt tilsig.

Det finnes fire hovedgrupper pumpekraftverk:

- **Timespumping:** Effektverk som blir bygd kun for å stille med balansekraft og frekvenstjenester. Pumpekraftverket har ikke magasineringskapasitet til å lagre store mengder med energi. Inntektene til kraftverket kommer fra salg av systemtjenester. Pumpekraftverket har høy installert effekt i forhold til reguleringsvolum i øvre magasin. Bygges i områder hvor andelen uregulerbar kraftproduksjon er høy, og topografien ikke legger til rette for store øvre

magasin.

- **Døgnpumping:** Pumpekraftverket har litt større magasin, men har fortsatt for lav kapasitet til å kunne lagre energi i storskala. Typisk kjøremønster er pumping om natten når strømprisen er lav, og turbinering på dagtid. Primærformålet er å tjene penger på prisforskjellen i løpet av døgnet.
- **Ukespumping:** Pumpekraftverk som er bygd ut for å utnytte perioder med høy produksjon av uregulerbar kraft, og lave strømpriser. Pumpekraftverket har stor nok magasineringskapasitet til å lagre betydelige mengder vann, i tillegg til høy nok installert effekt til å kunne benytte seg av prisvariasjoner på timesbasis. Forholdet mellom installert effekt og reguleringsvolum i øvre magasin er lavere enn for kraftverkene som skal kjøres for times- eller døgnpumping.
- **Sesongpumping:** Anlegg som er bygd for å pumpe opp vann i sommermånedene, når strømprisen er lav. Kraftverkene har relativt lav effekt i forhold til øvre volum, og har som formål å tjene penger på prisforskjellen mellom sommer og vinter. Sesongpumping er typisk for norske pumpekraftverk fordi det er rimelig å etablere store magasin med høy reguleringsevne, og det norske kraftmarkedet ikke vært bestått av store mengder uregulerbar kraftproduksjon, noe som har begrenset markedsverdien på salg av reguleringstjenester.

2.4.2 Gjennomførte ombygginger til pumpekraftverk

Flere kraftverk i Østerrike er bygd om ved å bygge en pumpestasjon i parallell med eksisterende kraftstasjon, eller bytte aggregat dersom vannveien er lagt til rette for pumpekraftverk (ATCOLD, 2018). Ombygging med ny avløpstunnel og kraftverk i parallell er gjennomført for Koralpe kraftstasjon i Østerrike. Kraftverket har ikke nedre magasin, men pumper elven Drau opp i magasinet Soboth. Pumpekraftverket er bygd i parallell med eksisterende kraftstasjon, og det er bygd ny tilløpstunnel til pumpekraftverket. Pumpen er dykket til under LRV i elveløpet, og nedre tilløpstunnel er koblet på eksisterende trykksjakt i nedre del av trykksjakten. Ombygging av Hintermuhr kraftverk er gjennomført ved å utvide kraftstasjonen med en reversibel Francis-turbin, det var gjennomførbart fordi kraftstasjonen var tilstrekkelig dykket, og forholdene i nedre driftstunnelen var egnet for pumpekraftverk med inntak lavt i nedre magasin.

I Sveits har kraftverket Tierfehd fått en økt installert effekt på 141 MW ved å bygge ut en kraftstasjon i parallell hvor det er installert fire reversible Francisturbiner som pumper i serie. Pumpekraftverket ble bygd ut for å optimalisere bruken av trykksjakten, øvre og nedre magasin, og ledig kapasitet i overføringsnettverket. Kraftverket er plassert nært nedre magasin, i en sjakt med diameter 19 m, og er koblet på eksisterende trykksjakt rett før den går inn i eksisterende kraftstasjon. Forgreiningen som går til ny del kan kobles ut med en sikkerhetsventil som er installert i innløpet til ny trykksjakt. Fordi ny kraftstasjon,

og store deler av trykksjakten ble drevet uten å påvirke kraftverket, ble det kun nedetid tilknyttet påkobling av ny trykksjakt til eksisterende trykksjakt. Samlet nedetid var 2 måneder. Oppgradering av anlegget med et kraftverk i parallell krevde følgende elektro-mekanisk utrustning: Pumpeturbin (141 MW Francis-turbin), motor-generator (175 MVA, 600 o/min), hjelpeturbin til oppstart (100 MW Pelton-turbin), tre kuleventiler, elektronisk utstyr, kran, kjølesystem, drenasje m.m. Hjelpeturbinen kunne vært erstattet med en frekvensomformer, men turbin var et rimeligere valg da pumpeturbinens relativt høye installerte effekt drev opp prisen på frekvensomformer. Pumpeturbinen har en oppstartstid på omtrent 60 sekunder. Det ble gjennomført beregninger av trykkendring i trykksjakten, og stabilitet i svingekammeret ved pumpeoppstart og nødavslag (Gaal mfl., 2016).

Ombygging med boosterpumper i nedre driftstunnel

For kraftverk hvor turbinsenteret ikke er tilstrekkelig dykket i forhold til vannstanden i nedre magasin, er det bygd et mindre kraftverk som en del av nedre driftstunnel. Kraftverket består av mindre pumper, fra nå kalt boosterpumper, som øker vanntrykket foran sugesiden til pumpeturbinen slik undertrykket blir høyt nok til at den ikke er utsatt for kavitasjonsfare. Det er funnet tre kraftverk i Østerrike hvor boosterpumper er i bruk (ATCOLD, 2018):

- I Diessbach kraftverk ble bygd med to høytrykks Pelton-turbiner i 1961-1964, og ble oppgradert til pumpekraftverk i perioden 2017-2018. Kraftverket er bygd ut for å avlaste nettet mot topplast, og er bygd ut med 24 pumpeaggregat. I nedre driftstunnel er det installert boosterpumper for å pumpe vann fra nedre magasin opp i et basseng, også kalt boosterbasseng, som har HRV 6,5 m over HRV i nedre magasin. Fra boosterbassenget går vannet med fall til pumpekraftstasjonen hvor det pumpes opp i øvre magasin. Samlet installert effekt i boosterpumpestasjonen er 600 kW, mens det i kraftstasjonen er 30 MW installert effekt. Høydeforskjell mellom HRV i øvre og nedre magasin er 730 m, og vannføringen er $3,3 \text{ m}^3/\text{s}$ under pumping.
- I Lünerseewerk er det 3 boosterpumper med variabelt turtall som styres av Pelton-turbiner. I vannveien er boosterpumpene plassert i en egen kraftstasjon med inntak under LRV i nedre magasin. Lünerseewerk er bygd ut med boosterpumper originalt. Mellom boosterpumpestasjonen og pumpekraftverket går vannveien i rørgate med diameter 800 mm.
- Ranne kraftstasjon ble bygd med Francis-turbiner i 1926, og ble bygd ut med ett ternært aggregat i 1954. Kraftstasjonen er i dagen, og boosterpumpestasjonen er bygd nedstrøms påbygget, men i turbinutløpet, og som en forlengelse av kraftstasjonen. Boosterpumpen pumper vannet videre i et rør som ender foran pumpeløpehjulet. Boosterpumpen er bygd slik at den er tilstrekkelig dykket for å unngå kavitasjon.

Tabell 2.3: Kraftverk med boosterpumpe i Østerrike. Verdier er hentet fra (ATCOLD, 2018)

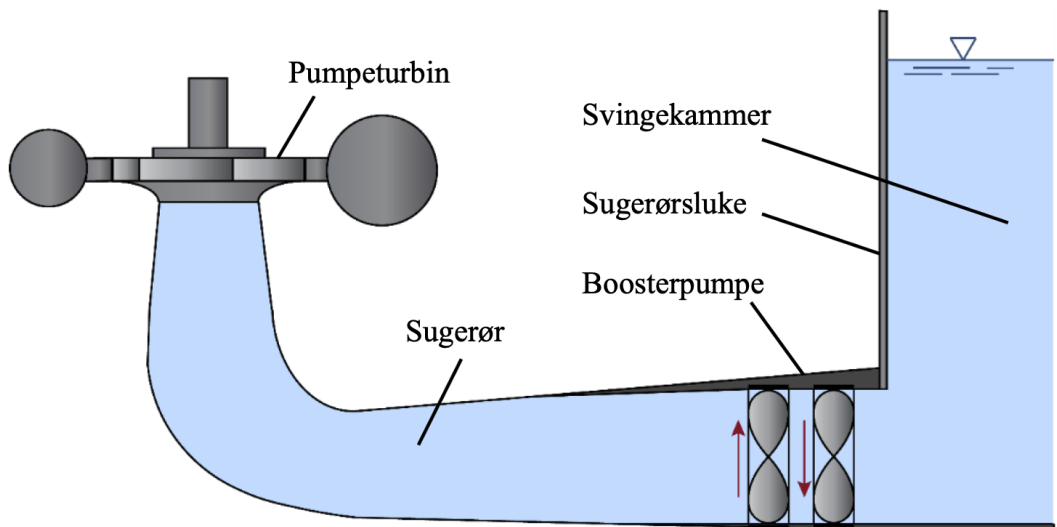
[H] Kraftverk	Diessbach	Lünerseewerk	Ranna
V_{bb} [m^3]	300	Ikke oppgitt	Finnes ikke
Antall aggregat	24	5	1
Antall boosterpumper	4	3	1
P_p [MW]	1,235	224	13,05
Q_p [m^3/s]	0,1367	5,6	6
H_p [m]	702,95-727,9	904,75-996	192-212
$H_{s,p}$ [m]	Ikke oppgitt	21,67	5
P_{bp} [MW]	0,15	1,6-2,4	2,575
Q_{bp} [m^3/s]	1.09	4,2-8,4	6
H_{bp} [m]	4-11.5	12,3-24,5	32
$H_{s,bp}$ [m]	Ikke oppgitt	10,76	Ikke oppgitt

Boosterpumpene leverer trykhøyde mellom 4 og 32 m, og vannføring mellom 1.09 og 6 m^3/s (Tabell 2.3). Felles for alle boosterpumpe-løsningene er at de er bygd slik at boosterpumpene er dykket av nedre magasin, og derfor ikke utsatt for kavitasjonsfare.

2.4.3 Aktuell forskning på ombygging til pumpekraftverk

Utbygging med boosterpumpe i egen kraftstasjon i nedre driftstunnel krever nedetid i kraftverket og store anleggskostnader. Pågående forskning ved NTNU undersøker om installasjon av boosterpumpe i sugerørsluken er mulig å gjennomføre (Dagsvik & Storli, 2021). Forskningen på boosterpumpe i sugerøret foregår på Vannkraftlaboratoriet, som er tilknyttet Institutt for energi- og prosessteknikk. Trykkøkningen boosterpumpen bygger opp, avlaster løftehøyden som pumpeturbinen må levere, og kan derfor begrense nødvendig størrelsesforskjellen mellom løpehjulet til den reversible pumpeturbinen og eksisterende turbin. En reduksjon i nødvendig diameter på løpehjulet er positivt, både fordi det begrenser nødvendig anleggsarbeid i kraftstasjonen, er kostnadsbesparende, og gjør at virkningsgraden i turbindriften ikke reduseres fordi aggregatet fortsatt er dimensjonert likt turbinen. Boosterpumpen styres av en frekvensomformer, og vanntilgangen styres av luker som har mulighet til å åpne eller stanse vanntilførselen. Boosterpumpen har lavere virkningsgrad enn en pumpeturbin, så lavere systemvirkningsgrad må påregnes ved valg av boosterpumpe-løsning.

Det er skrevet flere maskintekniske masteroppgaver på NTNU som modellerer boosterpumpens samhandling med en reversibel pumpeturbin i sugerøret. I 2018 ble samhandlingen mellom pumpeturbin og boosterpumpe simulert, resultatene var stabile strømningsforhold under oppstart av begge pumpene (Valstad, 2018). Virkningen av en boosterpumpe sammen med en reversibel francisturbin ble simulert i 2019, og det ble konkludert med at boosterpumpen ikke klarte å levere den nødvendige løftehøyden på 20 m (Dahle, 2019). Hvilken innvirkning



Figur 2.7: Prisippskisse over boosterpumpe. Hentet fra (Dagsvik & Storli, 2021).

boosterpumpen har på pumpeturbinens virkningsgrad ble undersøkt i 2021, det ble beregnet en gjennomsnittlig økning i virkningsgrad på 0,5 % dersom boosterpumpen ble plassert foran pumpeturbinen (Johansen, 2021).

Sira-Kvina og Statkraft gjennomførte i 2022 en forstudie sammen med Tidetec på mulighet for boosterpumpe i eksisterende avløpstunnel (Vereide, 2022). Konseptstudien tar for seg en aksialpumpe plassert i utløpet av sugerøret. Boosterpumpen plasseres i en vertikal sjakt hvor tilgangen til resten av vannveien er lukestyrt. Boosterpumpen i studien leverer en løftehøyde på 5 eller 10 meter. Ytterligere 5 m dykking er nødvendig trykkøkning foran en ombygd pumpeturbin i Roskrepp kraftverk.

Nødvendige inngrep i vannveien

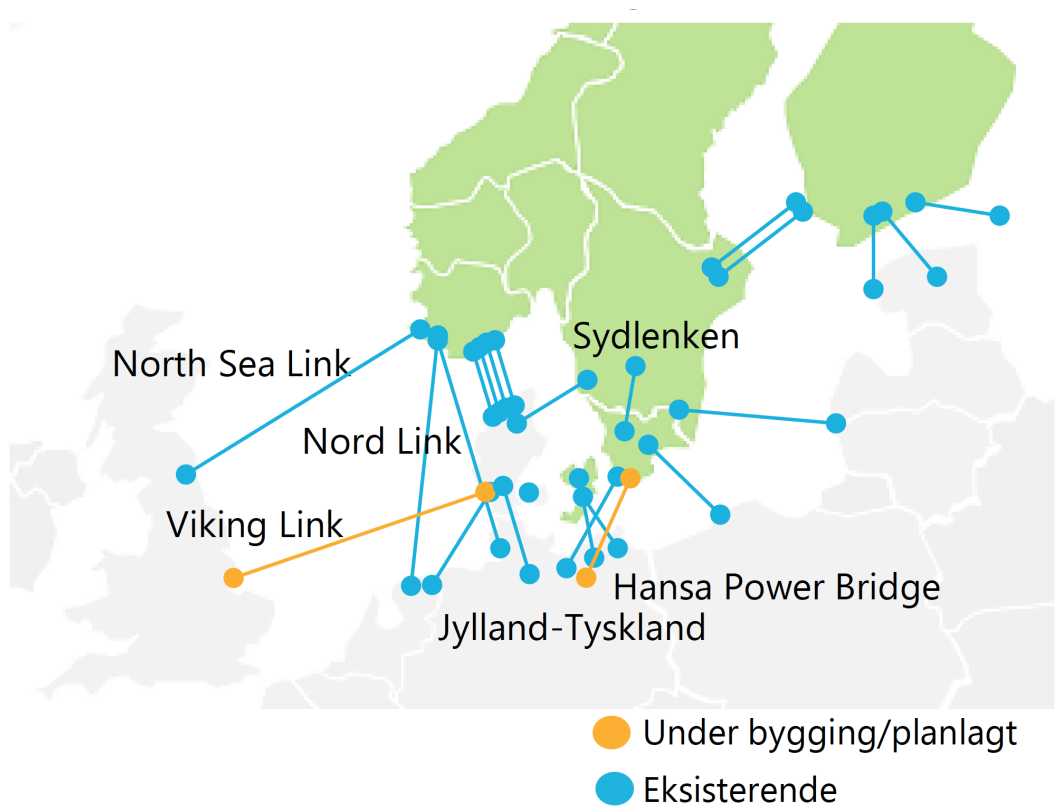
Boosterpumpen plasseres i en forlengelse av sugerøret. Det må gjennomføres utsprenkning av et bergrom nedstrøms sugerøret som er stort nok til å at pumpen får plass. I sjakten må det installeres to luker, samt en innervegg som deler sjakten i to. Sjakten er koblet til nedre tilløpstunnel på begge sider av skilleveggen. Plassering av boosterpumpen i et kammer i tilknytning til eksisterende vannvei gjør at det kun er eventuell innsnevring av tverrsnittsarealet og innføring av en luke som påvirker de hydrauliske forholdene i nedre tilløpstunnel. Fordelen med plassering nær eksisterende kraftstasjon er at noe av eksisterende infrastruktur kan brukes. Nødvendig tunnallengde forkortes.

Boosterpumpen slik den er presentert kan også bygges inn i nedre magasin, uten at dette er bekreftet av tidetec. Det må da bygges inntakstunnel og en sjakt som boosterpumpen skal pumpe opp i, men dette vil kreve kraftlinjer og annet utstyr

som en separat pumpestasjon hadde krevd. I kostnadsoverslaget er boosterpumpen estimert til å koste 30-40 mill. NOK. Estimater tar ikke høyde for kostnaden av anleggsarbeid og kostnaden knyttet til nedetid i anleggsperioden.

Sira-kvina har søkt forskningsmidler for å undersøke mulighet for plassering av en boosterpumpe på 2-4 MW i sugerørsluken (Vereide, 2022). Det vil kreve teknologiske fremskritt å kunne plassere boosterpumpen slik at den følger sugerørsluken under drift. Konseptet krever ikke ny vannvei eller utsprengt kraftstasjon til boosterpumpen, men hvor elektrisk maskineri skal plasseres, og om løsningen er gjennomførbar må undersøkes grundigere. Fordi løsningen er i tidligfase blir ikke boosterpumpe i sugerørsluken vurdert som et alternativ for ombygging videre i oppgaven.

2.5 Kraftmarkeder og reguleringsbehov



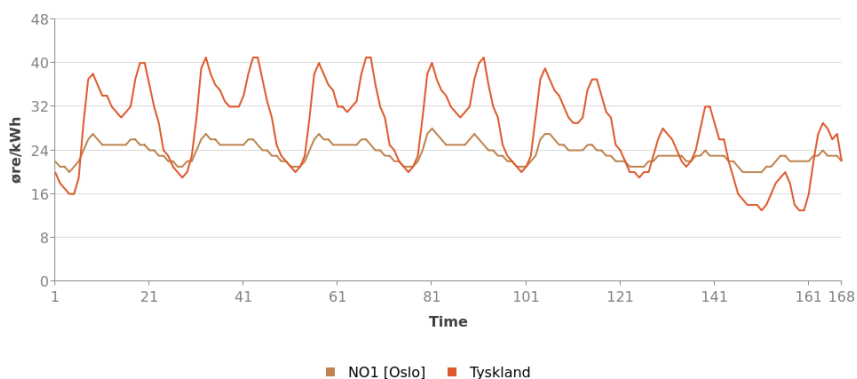
Figur 2.8: Overføringskabler fra Norden og ut mot resten av Europa. Hentet fra (Vagner mfl., 2021).

Kraftmarkedet i Norge har vært fullstendig markedsbasert siden 1991. Det europeiske markedet har hatt en gradvis overgang fra lukket marked, til et åpent kraftmarked

på tvers av landegrenser. Krafthandel foregår via Nord Pool, som fungerer som en kraftbørs for landene i Norden og Baltikum. Nord Pool har konsesjon for kjøp og salg av energi og overføringskapasitet. Samhandling mellom Norden og resten av det europeiske markedet er et resultat av utbygging av overføringskabler (Olje- og energidepartementet, 2021).

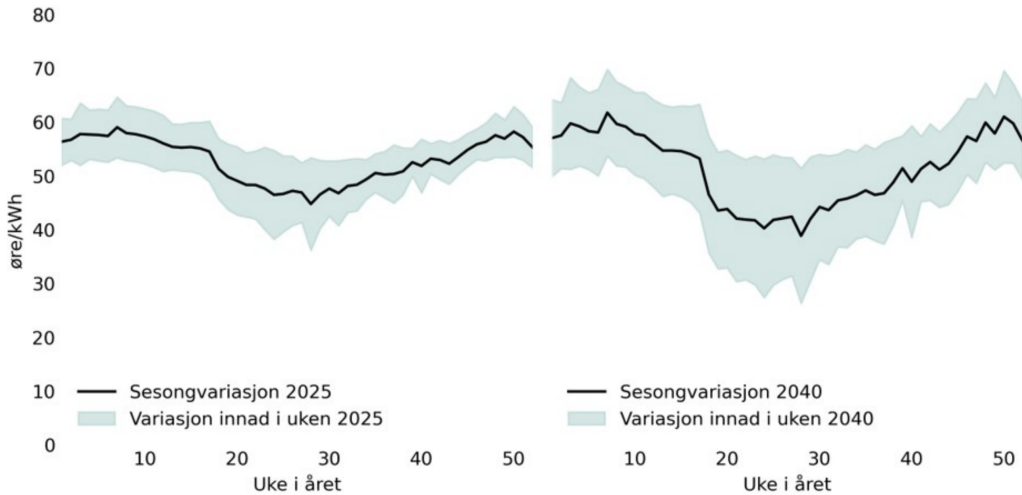
I 2022 er kabelforbindelsen mellom Norge og resten av Europa på 8900 MW, og den er ventet å øke til 9070 MW innen 2026 (Vagner mfl., 2021). Det er prisområde NO2 i Sør-Norge som er tettest knyttet opp mot Sentral-Europa (Figur 2.8). I perioden fra 01.01.2020 til 10.06.2022 har import-eksport-situasjonen i overføringskablene mot utlandet bestått av 77 % eksport, og 23 % import (Statnett.no, 2022). Fordi økt overføringskapasitet mot resten av Europa skaper et åpnere marked bidrar økt overføringskapasitet til at kraftbalansen og kraftprisene i Norge i økende grad blir påvirket av kraftprisene i resten av Europa.

Endring i kraftmarkedet grunnet økt overføringskapasitet gjør at strømprisen i Norge i større grad opplever økte prisvariasjoner på timesbasis grunnet hyppige prisendringer i resten av Europa. Som et resultat av økt volatiliteten i kraftprisen blir flere av pumpekraftverkene kjørt med hyppig start-stopp-kjøring, eller kun kjøring om natten, og stillstand om dagen. Duge kraftverk, eid av Sira-kvina, ble kjørt som turbin og pumpe samme døgn for første gang i mai 2021 (Guddal, 2022). Den er ikke dimensjonert for hyppige endringer i kjøreretning, og start-stopp-prosessen koster mer penger enn for anlegg som er dimensjonert for det.

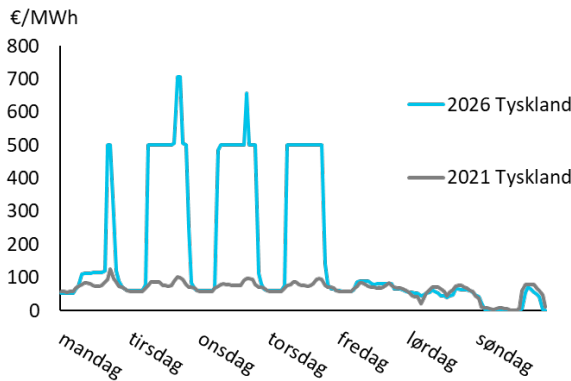


Figur 2.9: Strømprisprofil i Oslo og Tyskland på timesoppløsning. Hentet fra(Olje- og energidepartementet, 2021).

Som figur 2.9 viser, har kraftprisen variert stort på timesbasis siste fire årene. Prisfluktasjonene gjør det vanskelig å lage en modell som spår markedet godt. Mangelen på gode markedsprognoser gjør det vanskelig for utbygger å vurdere lønnsomhet i pumpekraftverksprosjekt.



Figur 2.10: Prisvariasjoner i NO2 i 2025 og 2040. Hentet fra (Birkelund mfl., 2021).



Statnett spår i sin langsiktige markedsanalyse for 2020-2050 til både kraftpriser og variasjonen i kraftpriser vil øke frem mot 2050. Det er hovedsakling økningen i CO_2 -avgifter som fører til mindre termisk kraftproduksjon, som videre øker verdien på norsk kraft (Statnett, 2021).

Tabell 2.4: Kraftpris i Tyskland i 2020 og 2026. Hentet fra (Vagner mfl., 2021).

Med bakgrunn i Figur 2.4 og Figur 2.9 er det tydelig at kraftprisen kan endres mye i årene som kommer. Kraftprisen er avhengig av politiske beslutninger som hvor store vindkraftutbygginger som får konsesjon, og hvor mange utenlandskabler som bygges.

2.5.1 Potensialet for pumpekraftverk

Den norske elektriske kraftproduksjonen består av 89 % vannkraft, 137,9 TWh i årlig produksjon (NVE, 2022)., hvor en betydelig del av vannkraftverkene er magasinkraftverk, slik at de er regulerbare. I Tyskland er det installert 63760 MW

med vindkraft og det ble det i 2021 produsert 116 TWh med vindkraft (Statista, 2022). Den elektriske kraftproduksjonen i Tyskland består av 20 % vindkraftproduksjon.

EU-kommisjonen beregner at 60 GW havvind skal være utbygd innen 2030, for å dekke økt forbruk av elektrisitet. Utbygging av vindkraft krever også reservekraft eller lagringskapasitet, i form av batterier eller pumpekraftverk, for å lagre strøm til perioder med høy etterspørsel, men lite vind. I Norge er det åpnet for konsesjonssøking på utbygging av områdene Utsira Nord og Sørlege Nordsjø II, med samlet utbygging på 4,5 GW (Olje- og energidepartementet, 2020).

I dagens Tyskland reguleres vindkraftproduksjon med gass, mens i Norge kan overskuddskraft fra vindkraftproduksjonen unngås ved å stanse vannkraftverkene, eller utnyttes til lagring av vann i magasin som tilhører pumpekraftverkene. Forskjellen i hvor regulerbar kraftproduksjonen er, påvirker hvor kravet til balansekraft. Med økt overføringskapasitet mot Tyskland øker muligheten for at Norge kan stille med balansekraft til tysk vindkraftproduksjon. Med prisvariasjoner som kan forekomme frem mot 2040 (Figur 2.10) kan forskjellene på timesbasis være mye større enn ukeshvis som figuren viser, og markedet for prisarbitrasje og salg av reguleringstjenester kan være godt.

2.6 Modellering

Formålet med modellering av eksisterende kraftverk kjørt som pumpekraftverk er å beregne hvilke endringer i trykkforhold og massesvingninger som oppstår dersom det pumpes vann gjennom vannveien. Resultatene fra modelleringen viser hvilke deler av eksisterende infrastruktur som kan brukes i et reversibelt pumpekraftverk, og hvilke deler som må modifiseres, eller bygges om. Før ombygging av anlegget til pumpekraftverk, må vannveisdynamikken under pumping, og virkningen av overgang fra pumping til turbinering, undersøkes. Det betyr at størrelsen på trykkstøtet må beregnes, og sjekkes mot hva trykksjakten er dimensjonert for. I tillegg til at maksimal og minimal vannstand i svingekammer, bekkeinntak og tunnel må kontrolleres mot luftinnsug, undertrykk og oppsving.

2.6.1 Numerisk modellering

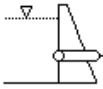

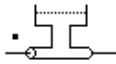


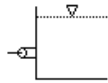



Numerisk modellert blir gjennomført med programvaren SIMSEN, versjon 3.3.2. SIMSEN ble lagd av Alain Sapin som en del av arbeidet med doktorgradsavhandlingen skrevet ved EPFL, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, og har vært på markedet siden 1996 (Power Vision Engineering, 2019). Det originale formålet med programvaren var å simulere elektrisk kraftflyt for kraftverk med vilkårlig topografi. SIMSEN ble senere utvidet med funksjonalitet til å modellere hydrauliske installasjoner, og fikk da mulighet til å modellere hele kraftflyten i vannkraftverk.

SIMSEN er valgt fordi den særlig egnet til modellering av reversible pumpeturbiner. Vannveisdynamikken simuleres ved å bruke Runge-Kutta for å løse

differensialligninger som beskriver egenskapene til de ulike komponentene i kraftverket. Delkapittelet er skrevet med utgangspunkt i (Power Vision Engineering, 2019).

Elementer i simuleringen

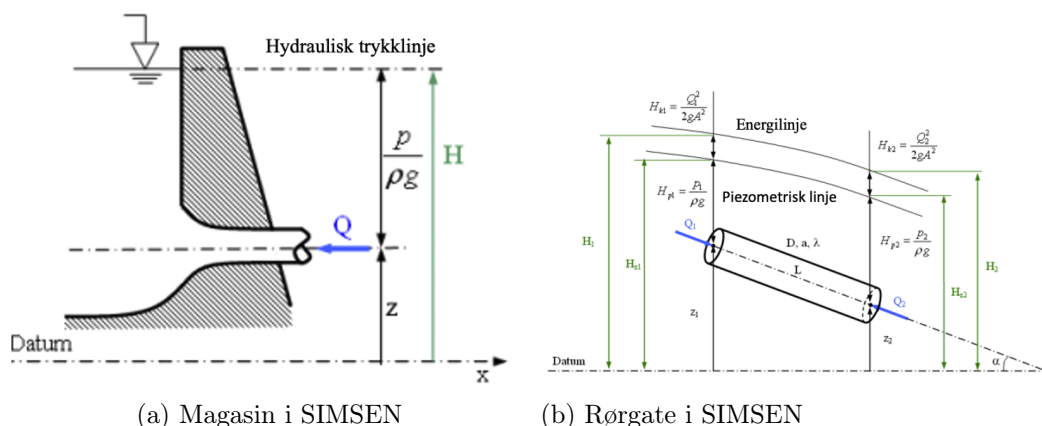
Tabell 2.5: Modellelementer i SIMSEN

Modellelement	Navn i SIMSEN	Symbol
Øvre magasin	RESERV	
Tunnel eller rørgate	PIPEZ	
Svingekammer	STANK	
Ventil	VALVE	
Pumpeturbin	FTURB	
Nedre magasin	RESERV	
Styring	FPOINT	
Styring	PROG	
Forgreining	CONNECTION	

Magasin

Magasinet modelleres som et uendelig volum, og betraktes derfor kun som en trykkhøyde. Elementet tar inn væskens tetthet, ρ og statisk trykkhøyde i magasinet, H . SIMSEN beregner vannføringen som strømmer inn eller ut av magasinet. Fordi magasinet betraktes som et uendelig volum, vil ikke uttak eller innstrømming av væske gi vannet noe hastighet, derfor blir hastighetshøyden lik null. Trykkhøyden i magasinet er:

$$H = z_i + \frac{p_i}{\rho \cdot g} \quad (2.26)$$



Figur 2.11: Magasin og rørgate i SIMSEN. Hentet fra (Power Vision Engineering, 2019).

Vannvei

SIMSEN tar utgangspunkt i at vannveien er utformet som rørgater. Rørgatene kan modelleres med elementene PIPEN og PIPEZ. Begge elementene tar hensyn til væskens tetthet, og rørmaterialets viskoelastiske effekter, som gir en dempende effekt i systemet. PipeZ har utvidet funksjonalitet i forhold til PIPEN fordi PIPEZ tar inn innløpshøyde og utløpshøyde til røret, som gir mulighet til å beregne systemets trykklinjer.

$$H_i = z_i + \frac{p_i}{\rho \cdot g} + \frac{Q_i^2}{2 \cdot g \cdot A_i^2} \quad (2.27)$$

Ved modellering av trykkstøt må Courant-Friedrichs-Lewy-betingelsen, CFL konvergeringsbetingelse, være tilfredsstillt. Betingelsen kan forenkles til:

$$c \cdot dt \leq dx \quad (2.28)$$

CFL-betingelsen benyttes for at en lydbølge ikke skal propagere en avstand lengre enn lengden på rørelementet i løpet av tidsskrittet til simuleringen. Betingelsen brukes for

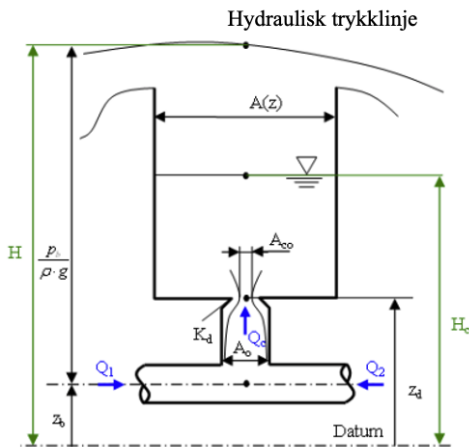
å finne det største tidsskrittet som simuleringen kan gjennomføres med, og samtidig få gyldige og representative resultater. I brukerveiledningen til SIMSEN blir tidsskritt mellom 0,01 og 0,005 sek. anbefalt for systemer med hydrauliske maskiner, som f.eks turbiner.

$$dx = \frac{L}{Nb} \quad (2.29)$$

SIMSEN godtar at røret deles inn i opptil 399 element. Dersom røret er veldig langt kan simuleringstidssteget måtte økes for å holde Nb innenfor gyldighetsintervallet $[0, 399]$.

Falltap i vannveien regnes ut ved hjelp av λ , som er en enhetsløs tapsfaktor. λ øker med økende ruhet på rørmaterialet, og minkende diameter.

Svingekammer



Tabell 2.6: Svingekammer i SIMSEN. Hentet fra SIMSEN (Power Vision Engineering, 2019).

SIMSEN tilbyr ulike varianter av sjakt- eller tankvarianter for å simulere bekkeinntak og svingekammer. Svingekammer utformet som loddsjakt, og med mulighet for utvidelse i horisontalplanet modelleres lettest som Surge tank". Modellelementet tar hensyn til overflatearealet i tanken som funksjon av stedshøyden z , eventuell strupning og falltapet i svingekammeret. Modellelementet GSHAFT har funksjonalitet til å ta hensyn til tilsig i svingekammeret, dersom sjakten både fungerer som svingekammer og bekkeinntak.

STANK tilbyr funksjonalitet for å modellere strupning, og utvidelse av svingekammeret dersom det er bergrom i tilknytning til sjakten. Trykket i svingekammeret STANK beregnes med ligningen:

$$P_{Hd} = \frac{p_d}{\rho \cdot g} = (H_c - z_d) + \frac{Q_c^2}{1 \cdot g} \left(\frac{1}{A^2} - \frac{1}{A_{co}^2} \right) \quad (2.30)$$

P_{Hd} er trykket i [m] ved strupning. p_d er trykket i [m] ved en gitt posisjon. H_c er trykkehøyden i svingekammeret. z_d er stedshøyden ved strupning. Q_c er vannføringen som strømmer inn i svingekammeret. A er overflatearealet i svingekammeret ved H_c . A_{co} er overflatearealet i innsnevring.

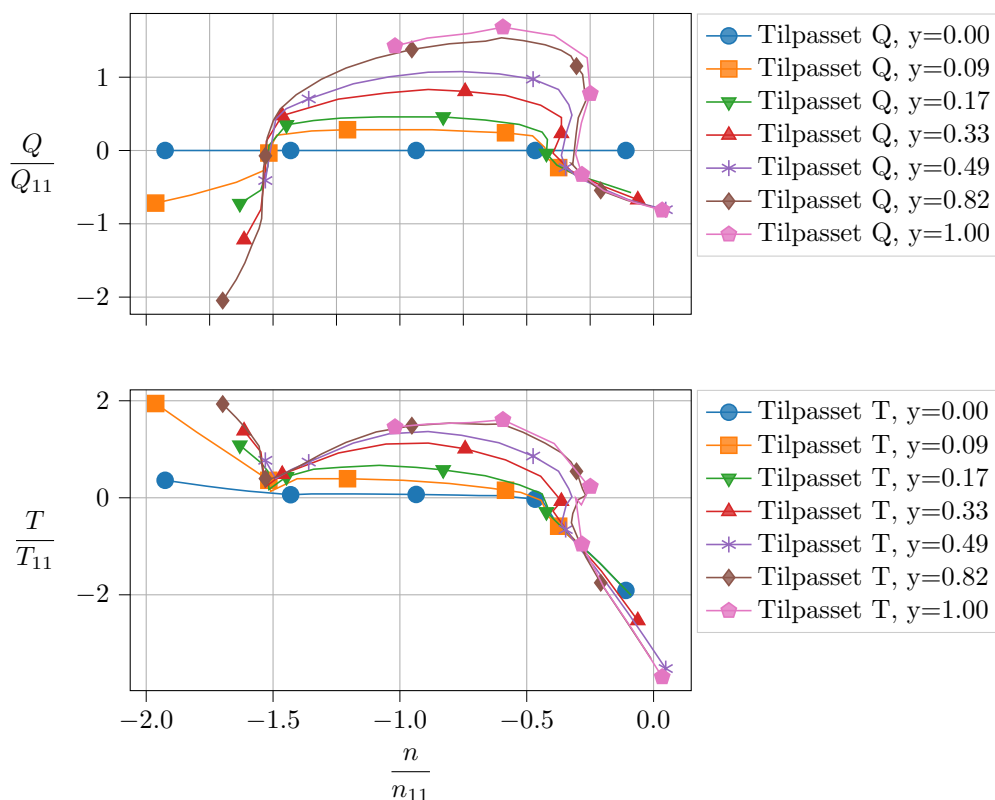
Ventil

Ventilen modellerer åpningen som en størrelse s , som går fra 0 når ventilen er lukket, til 1 når ventilen er åpen. Ventilen betraktes som et falltap, og trykkhøyden etter ventilen betraktes slik:

$$H_v = \frac{K_v(s)}{2 \cdot g \cdot A_{ref}^2} \cdot Q_i^2 \quad (2.31)$$

$K_v(s)$ er falltapsfaktoren som tar hensyn til lukking av turbinen.

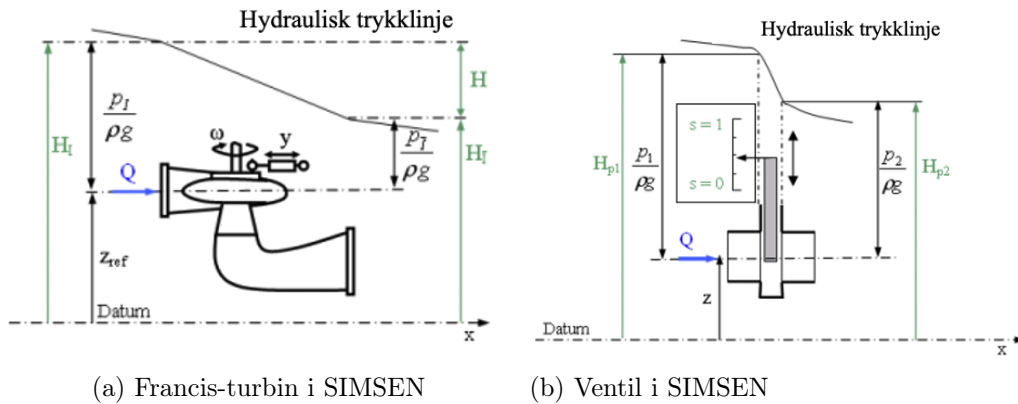
Francis pumpeturbin



Figur 2.12: Konstruert turbinkurve basert på data hentet fra (B. Kawkabani mfl., 2013).

I SIMSEN styres Francis-turbinens egenskaper etter dreiemoment, turtall, dyseåpning, løpehjulsdiameter og trykkhøyde. Modellering av turbinen gjøres ved at SIMSEN leser inn turbinens karakteristikk i form av en tekstfil hvor sammenhengen mellom en gitt y , dyseåpning, N_{11} , karakteristisk turtall, Q_{11} , karakteristisk vannføring, og T_{11} , karakteristisk dreiemoment, er gitt for hele arbeidsspekeret til den reversible pumpeturbinen. To av parameterne må være bestemt for hvert

øyeblikk for at de to resterende parameterverdiene kan hentes ut fra turbinkarakteristikkurven.



Figur 2.13: Turbin og ventil i SIMSEN. Hentet fra (Power Vision Engineering, 2019).

Styring av modellelementer

FPoint For styring av lineære prosedyrer som ventilåpning eller turbinoppstart brukes FPoint for å tilegne modellelementet et forhold mellom egenskapene. FPoint tar inn en x-verdi og en tilhørende y-verdi, og interpolerer lineært mellom de definerte punktene. FPoint ekstrapolerer utenfor det definerte området, noe som kan være en feilkilde i simuleringen.

Prog Pog gir muligheten til å beskrive sammenhengen mellom variabler som matematisk uttrykk, eller logiske utsagn. Prog-enheten har funksjonalitet til å lese inntil 20 inngangsverdier, som den generer utgangsverdier for, disse utgangsverdiene fungerer igjen som inngangsverdier i et modellelement.

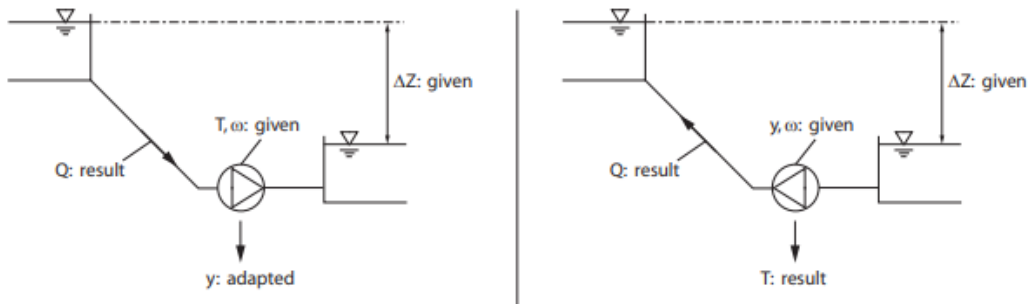
Wire For å feste de ulike modellelementene sammen til en modell brukes wire-funksjonen.

Forgreining Brukes for å beskrive forgreining i vannveien, som wire-funksjonen må kobles til.

2.6.2 Gjennomføring av modellering

Modelleringen gjennomføres i to omganger: Først bestemmes initialbetingelsene, og deretter gjennomføres simuleringen.

InHydro



Figur 2.14: Bestemmelse av initialbetingelser for Francis-turbin. Hentet fra (Power Vision Engineering, 2019).

For beregning av initialbetingelsene for hydrauliske system brukes InHydro. For tilfeller med Francis-turbin viser figur 2.14 hvilke to situasjoner som er styrende: Dersom turbinen skal brukes til turbinering benyttes driftsverdier for turtallet og dreiemomentet til å bestemme dyseåpningen, men det for en pumpeoppstart er dyseåpning og turtall fastsettes, og dreiemomentet som tilpasses.

Sim

Sim-funksjonen setter i gang simuleringen med de rammene som er satt: Initialbetingelser, tidsskritt og modelloppsett.

2.6.3 Fysisk modellering

Fysisk modellering er eksperimenter utført på en konstruert versjon av prototypen. Formålet med fysisk modellering av hydrauliske fenomen i tillegg til numeriske modellering, er at matematiske ligninger ikke nødvendigvis representerer hele strømningsbildet korrekt.

Ved oppsett av en modell må det besluttes hvilke egenskaper som er viktigst for å sikre modellens representativitet. Det er tre typer likhet som tas hensyn til (Guttormsen, 2018):

- Geometrisk likhet: Lengdeskaleringen skal være lik mellom modell og prototype, og modellen blir da en direkte kopi av prototypen, men i ulik skala.
- Kinematisk likhet: Hastighetsvektorene skal være like i modell og prototype, modellen kan da være ulikt skalert i ulike retninger.
- Dynamisk likhet: Kreftene i hvert punkt skal være skalert likt i modell og prototype, akselerasjonen vil derfor være likt skalert i modell og prototype.

De fysiske forholdene som oppstår i modellen, kan beskrives av flere modellover:

Tabell 2.7: Oversikt over modellover brukt i fysisk modellering av hydrauliske prototyper.

Navn	Uttrykk	Krefter
Euler-tallet	$p/(\rho v^2)$	Trykkrefter
Reynolds-tallet	$vD\rho/\mu$	Viskositetskrefter
Froude-tallet	$v^2/(gD)$	Tyngdekrefter
Weber-tallet	$v^2\rho L/\sigma$	Overflatekrefter
Mach-tallet	$v^2\rho/E$	Elastisitetkrefter

Strømningsstasjoner beskrives ofte best av Froude-tallet eller Reynolds-tallet, så lenge skalaen er satt stor nok til at skalaeffekter fra overflatespenninger kan ses bort fra, og strømningsforholdene er like i modell og prototype.

Skalering av modell gjennomføres med dimensjonsanalyse, som bygger på Buckingham's π -teorem. Dimensjonsanalyse er basert på at alle forhold og størrelser kan uttrykkes ved hjelp av masse (M), tid (T) og lengde (L). Teoremet beskriver at dersom det er en sammenheng som kan fastsettes med et forhold hvor kun én størrelse er uttrykt som en funksjon av de resterende størrelsene, også kalt en funksjonell sammenheng, kan dimensjonsanalyse brukes til skalering av systemet. Den funksjonelle sammenhengen mellom n fysiske størrelser kan beskrives av k fundamentale enheter, masse (M), lengde (L) og tid (T), og da følger $(n-k)$ som antallet dimensjonsløse sammenhenger som må løses for å beskrive systemet i modellen (Buckingham, 1914).

Tabell 2.8: Eksempel på størrelser og dimensjonsverdier.

Størrelse	Enhet	Dimensjonsverdi
Vannføring	m^3/s	L^3T^{-1}
Areal	m^2	L^2
Tetthet	kg/m^3	ML^{-3}

Fordelen med å bruke dimensjonsanalyse er at resultatene fra forsøkene er uavhengige av størrelsen på variablene, noe begrenser antall forsøk som er nødvendig for å få et godt resultat.

Kapittel 3

Metode

3.1 Litteratursøk og vurdering av mulighet for ombygging i RSK

For å kartlegge utfordringene knyttet til ombygging av kraftverk til pumpekraftverk det gjennomført en litteraturstudie i digitale fagdatabaser og konferanseartikler fra Hydro 2015, 2016, 2018 og 2019. Litteraturstudien har som formål å undersøke om hvilke oppgraderinger til pumpekraftverk som er gjennomført, i tillegg til å kartlegge en hvordan vannveien og pumpeaggregatet tilpasses driftsendringen til pumpekraftverk.

3.1.1 Kartlegging av ombyggingspotensialet i RSK

Ombyggingspotensialet i RSK-anleggene blir kartlagt ved hjelp av NVE Atlas, mottatte arbeidstegninger, samtale med fagpersonell, og to befaringer av RSK-anleggene, en gjennomført 9. september 2021, og den andre 4. februar 2022. Befaringen høsten 2021 ble arrangert i forbindelse med prosjektoppgaven gjennomført høsten 2021, og hadde hovedfokus på å på å kartlegge muligheter for pumpekraftverk i eksisterende system. Hovedfokuset for befaringen var å se magasin, vannveier og topografi i sammenheng. Målet var å foreslå muligheter for utbygging av pumpekraft i RSK. Befaringen gjennomført våren 2022 ble brukt for å kartlegge mulighet for ombygging av kraftstasjonene. Grunnet begrenset tid ble befaring av Suldal I og II, Novle og Røldal kraftverk prioritert. Plass i stasjonen, stasjonens plassering i terreng, og utforming av avløpstunnel var hovedfokuset for befaringen.

3.1.2 Kostnadsestimering av ulike ombyggingsalternativer

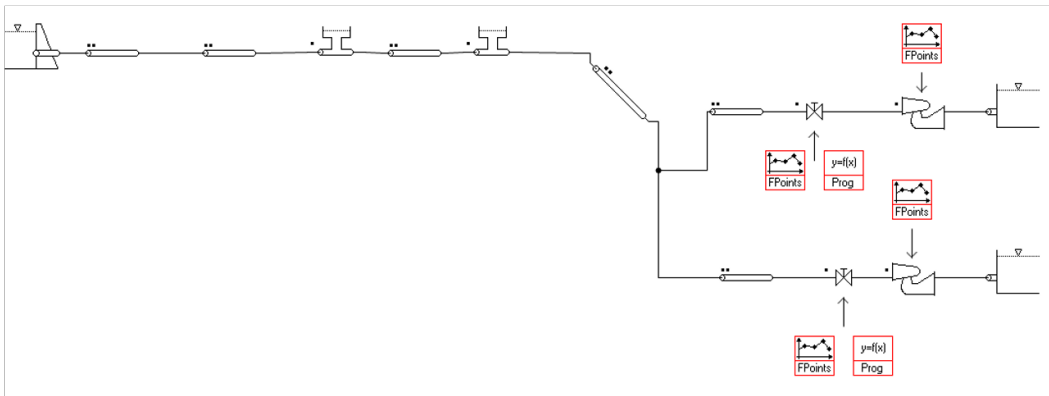
Ulike ombygginger er også kostnadsestimert etter Kostnadsgrunnlaget for vannkraft (Norconsult AS, 2015). Det er ombygging av Suldal I som er utgangspunktet for kostnadene.

Forutsetninger for beregningene:

- Byggekostnadene er beregnet basert på virkelige mål og verdier for tunnel, sjakt, turbin, generator eller elektronisk utrustning, luker og nedetid.
- Vannvei i parallell er planlagt uten bekkeinntak, men med svingekammer som sjakt.
- Påslaget knyttet til oppgradering fra Francis-turbin til reversibel pumpeturbin er 25%.
- Oppstartsutrustning er satt som frekvensomformer til dellast, og beregnet som generator med installert effekt 50-70 MW.
- Kostnader til rigg og drift er tatt med i kostnadsestimatet som 30% av summen av elementkostnader.
- Påslag på 50 % for å legge til kostnader som ikke er medtatt, og usikkerhet i kostnadsestimatene.
- Prisjustering på 25 % for å ta hensyn til økning i byggekostnad siden 2015 (SSB, 2022).
- Røldal kraftverk kan kjøre på full last i 19 dager før reguleringsvolumet i Suldalsvatnet er fullt. Det medfører at all utetid over 1 måned vil føre til kostbar nedetid.

3.2 Numerisk modellering av kraftverk kjørt som pumpekraftverk

Modellen av Suldal I er lagd med formål å representere hydraulikken i vannveien til et kraftverk bygd for turbinering, men ombygd med pumper i kraftstasjonen. Hovedfokus har vært å få tunnelementene korrekt etter vannveistegninger, og å få produsert pumpeturbin karakteristikk slik at den reversible pumpeturbinen kjører korrekt. Elementer som ikke er hensyntatt i modellen er sandfang, luker, ventiler, varegrinder, innsnevring, ekspansjoner m.m., dette skyldes at elementene ikke vil påvirke trykkstøt og massesvingninger i betydelig grad.



Figur 3.1: Oppsett av SIMSEN-modell av Suldal I.

3.2.1 Tallfesting av modellparametere

Utgangspunktet for representativ og nøyaktig modellering av vannveien er innhenting av data som beskriver de ulike komponentene i vannveien. Tallgrunlaget for modelleringen er basert på oversiktstegninger over vannveien, og prosessflytskjemaer oversendt fra Hydro Energi og Lyse Kraft DA. Det forekommer tilfeller hvor en vannveiskomponent er oppgitt med ulik størrelse, da er den verdien som gir det mest ugunstige resultatet valgt.

Tabell 3.1: Fastsatte verdier for alle elementer i vannveien.

$$\begin{array}{l|l} \rho & 1000 \text{ kg/m}^3 \\ g & 9,81 \text{ m/s}^2 \end{array}$$

Magasin

Oppstrøms magasin modelleres med vannstand lik HRV.

Tabell 3.2: Modellert vannstand i øvre og nedre magasin.

$$\begin{array}{l|l} H_{RESERV1} & 380 \text{ m} \\ H_{RESERV2} & 68,5 \text{ m} \end{array}$$

Vannvei

Tunnellengde og tverrsnittsareal er hentet fra tegninger av vannveien eller prosessflytskjemaer. Falltapsfaktoren, λ er satt til 0,02 for alle tunnelelementene. For Suldal I er følgende inndeling gjennomført:

Tabell 3.3: Tunneltrase for modellering av Suldal I.

Tunneldel	Lengde [m]	Tverrsnittsareal [m ²]	Nb Antall element
Inntak - Stølsåna	8220	40	372
Stølsåna - Svingekammer	3150	40	131
Trykksjakt	380	11,3	16

Beregning av Nb, antall deler rørelementet er delt inn i, er gjennomført med følgende metode:

1. Anta en verdi for lydbølgéhastigheten, c . 1105 m/s er valgt i modellen basert på verdier fra Røldal kraftverk, gitt i tegningsgrunnlaget.
2. Bestemme et tidsskritt, dt , for simuleringen.
3. Beregne $Nb = \frac{L}{c \cdot dt}$.
4. Kontrollere at Nb er mindre enn 400, dersom Nb er 400 eller større må dt økes.
5. Bruke problemløserverktøyet i ExCel til å endre Nb til nærmeste heltall ved å endre c .

Erfaring med modellering tyder på at det før og etter en forgreining må være rørelementer. Det er derfor satt inn korte rørelementer mellom forgreining og ventiler.

Svingekammer og bekkeinntak

Både svingekammeret og bekkeinntaket er modellert som loddsjakter med konstant tverrsnitt. Byggetegningene spriker i detaljene rundt utformingen av svingekammeret, men følgende verdier er valgt:

Tabell 3.4: Oversikt over bekkeinntak og svingekammer i vannveien til Suldal I.

Bekkeinntak	Sjaktareal eller diamter [m ²] eller [m]	Svingegrense [moh.]
Stølsåna	D = 2 m	381
Svingekammer	40 m ²	391,5

Tunnelhenger på kote 327 moh., som er grensen for luftinnsug.

Ventil

Oppstrøms turbinen er det plassert en ventil. Ventilens falltapsfaktor, K , må settes høyt nok til at det ikke er vannføring gjennom turbinen når den skal modelleres som stengt. Dette gjøres ved å styre K med en PROG som tar inn en vilkårlig ventilåpning, og beregner K med ligningen:

$$K = \frac{H_R \cdot 2 \cdot g \cdot A_{ref}^2}{Q_R^2 \cdot u} \quad (3.1)$$

H_R er fallhøyden gjennom ventilen, og er satt lik 1 m i modellen. A_{ref} er referansearealet til ventilen. Q_R er vannføringen gjennom ventilen. u er ventilåpningen, og er lest inn fra FPOINT. u er satt til verdi fra FPOINT, men aldri mindre enn 10^{-6} , for å sikre at simuleringen kjører. Turbinelementet kan oppleve numerisk ustabilitet dersom turbinen skal være helt lukket, og dette kan unngås ved å la dyseåpningen være litt åpen, slik at en liten lekkasjevannføring alltid passerer turbinen.

Tabell 3.5: Ventilåpning som bestemt i FPOINT.

Tid [s]	Åpning [0,1]
0	0
21	0
31	1
290	1
320	0
240	0

Ventilen styres likt for simuleringen for pumpe og turbin.

3.2.2 Pumpeturbin

Metoder for å simulere pumpeturbiner i SIMSEN:

1. Bruke FTURB som pumpeturbin, styrt av turbinkarakteristikk for reversible pumpeturbiner. Produksjon av pumpeturbinkarakteristikk-kurver skjer basert på publisert data. Produksjonen krever tilgang på karakteristikkurver som er lagd for pumpeturbiner med omtrent likt fartstall som prototypen.
2. En forenklet simulering av pumpedrift gjøres ved å etterligne turbinoppførselen med en ventil, og å modellere pumpen som forhøyet vannstand i nedre magasin slik at vanntrykket i nedre tilløpstunnel tilsvarer ønsket pumpehøyde. Dette tilfellet gir en mulighet til å observere oppsving og trykkstøt under pumpeoppstart. Øvre magasin kan styres med ventil slik at det kobles på og av vannveien som en pumpe vil gjøre etter om den er i drift eller ikke.

3.2.3 Produsere turbinkarakteristikk for RPT

Turbinkarakteristikk er privat informasjon som holdes konfidensielt mellom turbinleverandør og kunde, og som ikke distribueres ut til tredjeperson. En av hovedutfordringene med modellering av vannveisdynamikk i tidligfase av prosjekter

er mangel på informasjon om hvordan turbinen oppfører seg. Turbinkarakteristikk er styrende for kvaliteten på simuleringen. Spesielt oppførselen i S-kurve-området er essensielt for å kunne modellere ustabil oppførsel under oppstart og avslag. For å gjennomføre simuleringer med høyest grad av representativitet for de fysiske prosessene ble det prioritert å digitalisere og tilpasse dimensjonsløs turbinkarakteristikk fra publisert materiale (B. Kawkabani mfl., 2013). Kurvene er dimensjonsløse, og har derfor blitt multiplisert opp med prosjektspesifikke verdier for å være representative. Digitaliseringen foregikk ved å lese av punkt på grafen ved bruk av WebPlotDigitizer (<https://apps.automeris.io/wpd/>), for deretter å lineært interpolere mellom kurvene for å lage kurver som kan regnes om til turbinkarakteristikken til de ulike kraftverkene. For lineær interpolasjon, og kurvesammensetning er programmeringsspråket python brukt. Kode og turbinkurve ligger i vedlegg.

Turbineegenskapene ble produsert med utgangspunkt i en turbin med lignende spesifikk hastighet, for deretter å justere verdiene med prosjektspesifikk data. Skalering av egenskaper etter fartstallet er i tråd med vanlig praksis av turbinmodellering. Tilpassing av turbinkarakteristikk er gjennomført ved å endre på prosjektspesifikke verdier, $n_{11,bep}$, $q_{11,bep}$ og $t_{11,bep}$ slik at den numeriske modellen gjennomførte en fornuftig pumpeoppstart.

3.2.4 Modelleringstilfellet

Simuleringen som gjennomføres er pumpeoppstart \rightarrow direkte overgang til turbinering \rightarrow avslag. Når oppsvinget etter pumpeoppstart er demper slik at vannstanden er tilbake på initiell vannstand begynner turbineringen. Dette er fordi vannmassen har høyest hastighet tilbake på initialvannstand, noe som gir størst trykkstøtproblematikk senere i simuleringen. Etter full turbinering går turbinen over i avslag (L. I. Pitorac, 2021).

For at modelleringen skal fungere må to av tre av verdiene på styringsparameterne til Francis-turbinen; dyseåpning, dreiemoment og turtall, være bestemt slik at InHydro kan sette riktige initialbetingelser for modellen. Følgende verdier er valgt for modellen:

Turbinkurven som er brukt for å produsere pumpeturbinkarakteristikk for Suldal I gjør det umulig å kjøre den reversible pumpeturbinen som pumpe med full dyseåpning. Kurven for $y = 1.00$ avsluttes ved overgangen fra positivt til negativt turtall.

Tabell 3.6: Modelleringsverdier pumpeturbin i modellen.

y	0,82
D_{ref}	1,78 m
A_{mean}	2 m^2
T_c	0
N_c	0
y_c	0,82

I tillegg styres turtallet til turbinen med følgende FPOINT:

Tabell 3.7: Turtallsstyring av pumpeturbin i modellen.

Tid [s]	Turtall, pumpe [o/min]	Turtall, pumpe [o/min]
0	0	0
1	-	0
10	0	428
20	-428	-
190	-428	428
195	0	-
200	428	-
220	-	0
320	428	0
323	0	0
340	0	0

Avslag under turbinering ble først gjennomført Formålet med å øke avslagstiden for turbin var å begrense trykkstøtet til et nivå som var representativt for systemet.

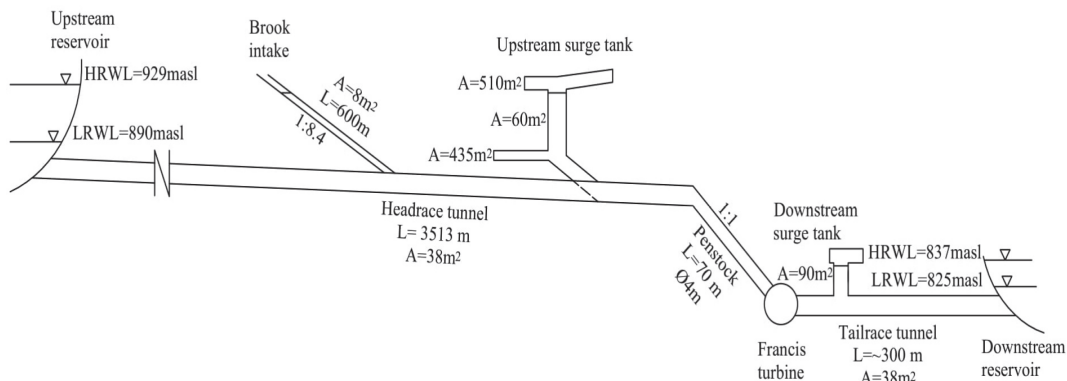
3.2.5 Gjennomføre simuleringen

Modelleringen er verifisert ved å kontrollere at trykknivået og vannføring gjennom ventilen og turbinen er fornuftig, og at dreiemomentet er under 100 %, og at hver pumpeturbinen pumper $28 \text{ m}^3/\text{s}$, som er litt under maksimal slukeevn.

3.3 Fysisk modellering

For å kartlegge begrensninger og utfordringer med ombygging til pumpekraftverk ble det bygd en modell av Roskrepp kraftverk i Norsk hydroteknisk laboratorium. Modellen er en videreutvikling av modellen av Torpa kraftverk, som ble satt opp i 2014 (Vereide mfl., 2015). Bruksområde til Roskrepp-modellen har vært å simulere massesvingninger etter turbinavslag, og resultatene er brukt til å kalibrere en numerisk modell av Roskrepp kraftverk. Det er også gjennomført feltundersøkelser som både den fysiske og den numeriske modellen er kalibrert mot.

3.3.1 Modelloppsett for Roskrepp kraftverk



Figur 3.2: Horisontal skisse over vannveien i Roskrepp kraftverk. Hentet fra (L. Pitorac mfl., 2020b)

I modellen er vannveien lagd av AISI304 stålrør med indre diameter på 100 mm, trykksjakt har indre diameter på 56 mm, og bekkeinntak og svingekammer lagd av akryllplater. Stålrørene er festet til taket i laboratoriumet, og går i et løp frem og tilbake langs samme akse. De kan derfor tas ned slik at lengden på vannveien kan tilpasses. Opphengene av rørene er tilpasses dagens rør, og er derfor ressurskrevende å endre på, men det er mulig. Øvre og nedre magasin er modellert som vanntanker, og vannstanden kontrolleres over et overløp. Det tilføres hele tiden nytt vann inn i systemet, og modellen er derfor en åpen modell. Fordi det er ressurskrevende arbeid å sette opp en modell er det hensiktsmessig å finne ut om den eksisterende modellen kan brukes for å modellere andre kraftverk.

Dagens modell er satt opp etter Eurler-skalering av prototypen, med følgende skaleringsfaktorer:

Tabell 3.8: Skaleringsfaktorer etter Eurler-tallet. Hentet fra (L. Pitorac mfl., 2020b).

Parameter	Skalering
Lengde	L_r
Tid	$\sqrt{L_r}$
Masse	L_r^3
Vannføring	$L_r^{5/2}$

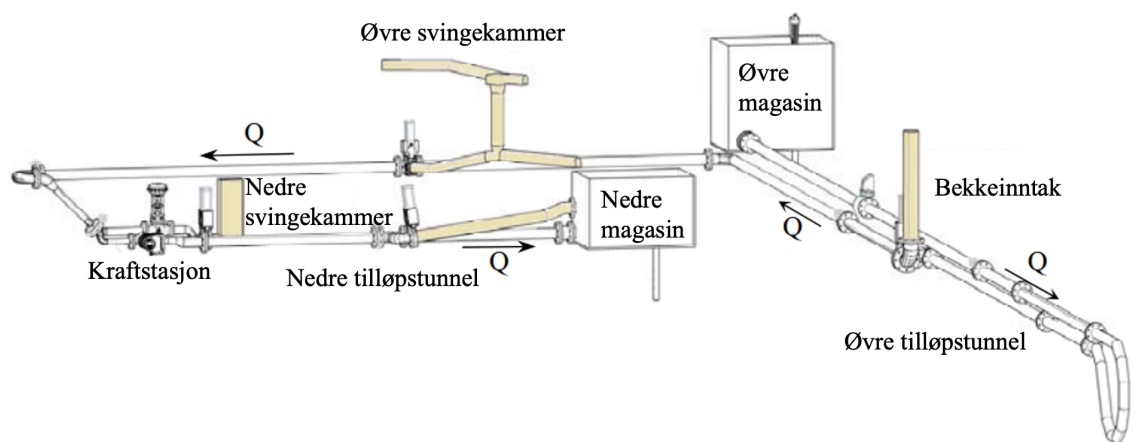
Skaleringsfaktorene er brukt for å regne ut nødvendige dimensjoner i en modell av Suldal I. Det er skalering av indre diameter i øvre tilløpstunnel i forhold til stålrørene som er brukt for å etablere skaleringen, L_r . Skalering etter diameter er gjort fordi stålrørene er kostbare i innkjøp, og ressurskrevende å lage oppheng til, og da er det

effektivt og rimeligere å bruke en skalering hvor så mye som mulig av dagens modell kan gjenbrukes.

Tabell 3.9: Størrelse på parametere i prototype og modell av Roskrepp kraftverk og i Suldal I.

Parameter	Roskrepp Prototype	Modell	Suldal I Prototype	Modell
Skala [-]	1:1	1:70	1:1	1:71
Høyde turbinsenter [m]	0	0	0	0
Relativ høyde på øvre magasin [m]	107-68	1,5-1,0	380 - 363	4,3 - 4,1
Relativ høyde på nedre magasin [m]	15-3	0,2-0,04	68,5 - 67	0,1 - 0,08
Diameter i tunnel [m]	7	0,1	7,1	0,1
Samlet lengde på vannvei [m]	3847	55	11370	160,1
Turbinens lukketid [s]	7	0,8	89	10,6
Midlere vannføring [m^3/s]	60	$1,5 \cdot 10^{-3}$	60	$1,5 \cdot 10^{-3}$
Froude-tall [-]	0,19	0,19	0,18	0,19

Verdier for Roskrepp er hentet fra (L. Pitorac mfl., 2020b), og verdiene for Suldal I er beregnes med utgangspunkt i tabell 3.8. De største forskjellene mellom Roskrepp og Suldal I er i avløpstunnelen. I Roskrepp kraftverk er avløpstunnelen utformet med svingekammer, og har samme areal som resten av vannveien, mens i Suldal I er avløpstunnelen åpen, og har ikke svingekammer fordi tverrsnittsarealet er tilstrekkelig til å dempe massesvingningene som skulle forekomme. Behovet for tunnelengde er omtrent tre ganger større for en modell av Suldal I enn for Roskrepp kraftverk. Det er også behov for å øke høydeforskjellen mellom magasinene i modellen til nesten tre ganger så mye som dagens nivå. Størrelsen på sjakt og svingekammer tilpasses.



Figur 3.3: Modelloppsett av Roskrepp kraftverk. Hentet fra (L. Pitorac mfl., 2020b), og oversatt til norsk.

I modellen for Torpa kraftverk var høydeforskjellen mellom øvre og nedre magasin på 6,9 m, det gjør at den nødvendige forskjellen i Suldal I-modellen, på 4,3 m ikke er en begrensning. Vannveien var på 147 m, kun 13 m kortere enn vannveien i modelloppsettet til Suldal I. Det bør derfor være mulig å lage en representativ modell av vannveien i Suldal I ved bruk av modellen for Torpa og Roskrepp. Muligheten til å øke arealet i nedre tilløpstunnel, samt sette inn en sjakt hvor boosterpumpen plasseres bør undersøkes. Det må undersøkes om det vertikale røret som modellerer svingekammer kan brukes som boosterpumpesjakt.

3.3.2 Begrensninger for videre bruk

Den klart viktigste utfordringen er å klare å simulere boosterpumpen på en slik måte at modelleringen får frem boosterpumpens egenskaper. Dersom vannføringen eller trykkehøyden som boosterpumpen leverer blir så lav at det ikke er mulig å presentere i modellen, blir det krevende å modellere samhandlingen mellom pumpeturbin og boosterpumpe. Det vil ikke være mulig å beregne kavitasjonsfaren med en modell av vannveien, noe som er et interessant aspekt under ombygging. Heller ikke mulig å kontrollere om trykkstøtet er for voldsomt, og om trykket fra boosterpumpen er for høyt for kompetene i vannveien.

Dersom installasjon av pumpe eller boosterpumpe er teknisk krevende å få til kan det hende at kostnaden overskrider nytteverdien av fysisk modellering. Det er også mulig at samhandling mellom pumpeturbin og boosterpumpe gjøres bedre i Vannkraftlaboratoriet, hvor pumpenes tekniske egenskaper blir simulert mer nøyaktig. Det gjelder særlig for treghet under avslag. Å modellere pumpenes fullstendige egenskaper blir krevende i en modell av vannveien.

3.3.3 Motivasjon for videre bruk

Fysisk modellering av vannveien vil være godt egnet til å vurdere strømningsmessig riktig utforming av anleggene, noe som særlig er viktig for Suldal I, hvor installasjon av boosterpumpe krever endringer i avløpstunnelen. I tillegg kan fysisk modellering bidra til å bestemme samlet kapasitet til boosterpumpe-reversibel pumpeturbin-samhandlingen, noe som vil være nyttig i verifiseringen av konseptet. Det er også nyttig å bruke fysisk modellering for å feilsøke den numeriske modellen for typiske feil som forekommer ved bruk av numeriske verktøy som beskrevet av (Olsen, 2017):

- Feil i modelloppsett
- Feil i numeriske tilnærminger
- Feil som følge av manglende konvergering
- Avrundingsfeil
- Feil i grensebetingelser og inngangsparametre

- Menneskelige feil grunnet manglende kjennskap hos brukeren
- Feil i programvaren

Selv om boosterpumper finnes i bruk i Østerrike, er det ikke verifisert at ombygging til pumpekraftverk ved innføring av boosterpumper fungerer. Fysisk modellering av samhandlingen mellom boosterpumpe og pumpeturbin under start og stopp-kjøring av kraftverket vil det nyttig for å kalibrere av numeriske resultater av vannveisdynamikken.

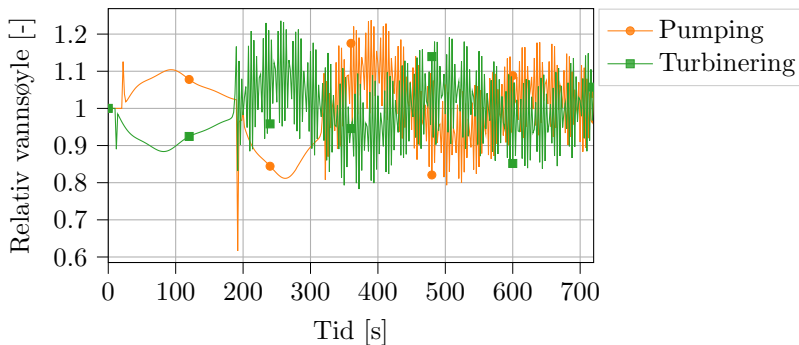
I tillegg er en fysisk modell velegnet til å kvalitetssikre, og å verifisere en numerisk modell. Numerisk modellering kan ofte gi pålitelige resultat som ikke stemmer, men feilene kan oppdages dersom resultatene sammenlignes med fysiske forsøk (L. I. Pitorac, 2021).

Kapittel 4

Resultater

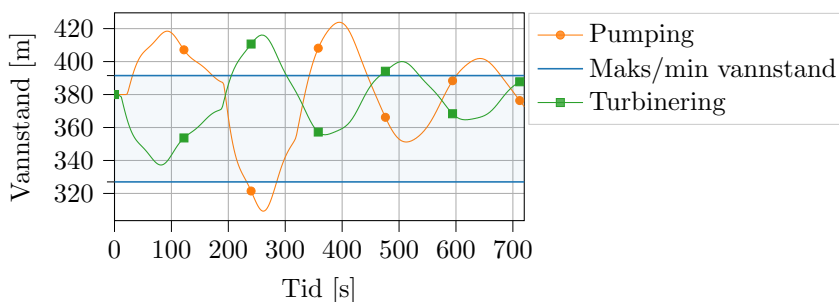
4.1 Resultater fra numerisk modellering

Modelleringen er gjennomført for Suldal I, men grunnet kraftverkets ordinære tunnelsystem bør resultatene kunne videreføres til å gjelde for lignende kraftverk.



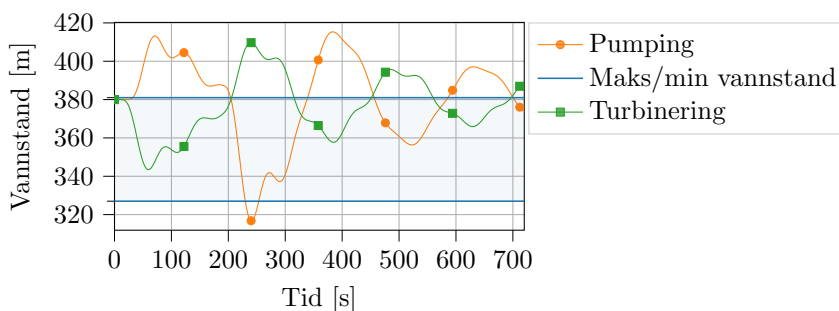
Figur 4.1: Modellert vanntrykk i forhold til statisk trykkehøyde i trykksjakten i Suldal I.

Belastningen med ombygging viser at trykkstøtet ved oppstart ikke endrer seg i forhold til turbinoppstart, men at overgangen mellom pumping og turbinering gir et stort negativt trykkstøt i trykksjakten. Det negative trykkstøtet forekommer i overgangen mellom pumping og turbinering, og skyldes mest sannsynlig at overgangen skjer på 10 sekunder. Ved driftsrestriksjoner som stiller krav til avslagstid og oppstartstid kan trykkstøtet begrenses dersom belastningen på vannveien blir for stor. Det båndet i figuren er resultatet av en stengt ventil.



Figur 4.2: Modellert vannstand i svingekammeret i Suldal I.

Vanntrykket i svingekammer under turbinering (Figur 4.2) er så høyt at det ikke ville blitt tillatt under drift. Det indikerer at det er noe feil med modelloppsettet eller simuleringsoppsettet. Likevel kan maksimalverdiene for pumpeoppstart må ses i forhold til resultatene for turbinering. Økningen i oppsving i forhold til vannstand på nullnivå i øvre magasin er 16 %, og er derfor ikke nødvendigvis betydelig. Størrelsesforskjellen i minste vanntrykk er større. Det er økt fare for luftinnsug via svingekammeret dersom kraftverket bygges om til pumpekraftverk.



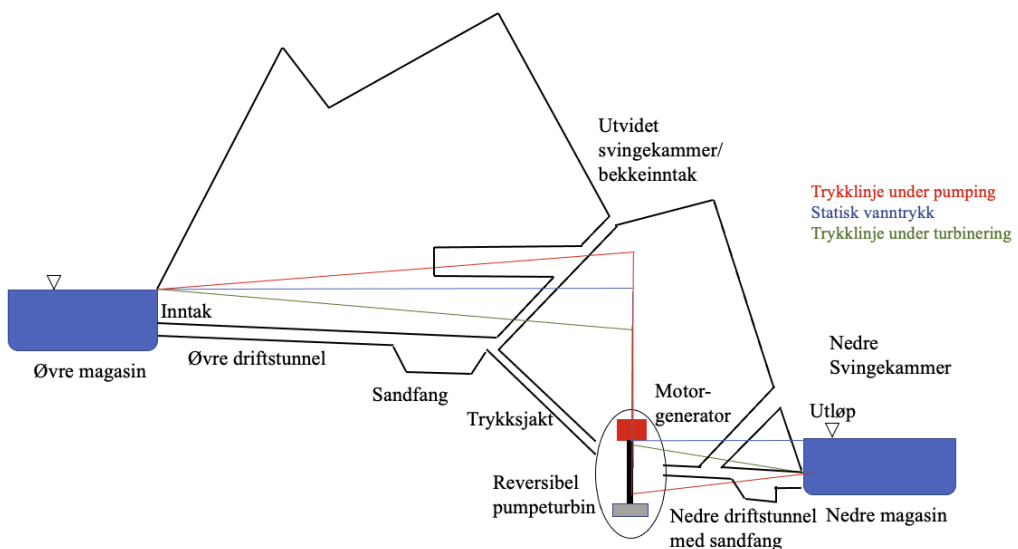
Figur 4.3: Modellert vannstand i bekkeinntaket i Suldal I.

Resultatene for modellert vannstanden i bekkeinntaket (Figur 4.3) må tolkes likt som (Figur 4.2). Oppsvinget vil ikke endres av overgang til pumpekraftverk, men faren for luftinnsug i systemet vil øke betraktelig.

Det er ikke store forskjeller mellom maksimal vannstand i svingekammeret fra turbinering til pumping. Det kan derfor antas at forholdene oppstrøms i vannveien tåler belastning knyttet til ombygging relativt godt. Også trykkstøtbelastningen i trykksjakten er omtrent lik for pumpekraftverket og eksisterende kraftverk. Resultatene fra numerisk modellering av Suldal I viser at endringen i massesvingninger og trykkstøt ikke er betydelig.

4.2 Ombygging av eksisterende kraftverk til pumpekraftverk

Mulighet for ombygging til pumpekraftverk ved kun å skifte ut løpehjulet vil redusere investeringskostnadene, og muliggjøre for ombygging av anlegg som med dagens teknologi ikke vil være lønnsomme å bygge om til pumpekraftverk. Dersom slik ombygging skal være mulig, må resten av tunnelsystemet være lagt til rette for pumping. Utfordringer som var kartlagt på forhånd var ustabile forhold i sandfanget, manglende mottrykk på pumpen, manglende dykking av pumpen, oppsving i bekkeinntak og nedfall i tunnelsystemet (L. I. Pitorac, 2021). Listen med utfordringer er utvidet, og er presentert under.



Figur 4.4: Vannvei for pumpekraftverk

Figur 4.4 skiller seg fra figur 2.1 at øvre svingekammer er utvidet, turbinsenteret er lavere enn LRV i nedre magasin, eksisterende utløp er godt dykket, og at det er bygd ut svingekammer og sandfang i nedre tilløpstunnel.

4.2.1 Kartlagte utfordringer for ombygging

Følgende utfordringer er kartlagt gjennom litteratursøk og numerisk modellering av Suldal I:

- **Inntak i tjern nedstrøms reguleringsmagasinet** Dersom vannveien starter i et tjern nedstrøms reguleringsmagasinet vil vannet som pumpes opp i tjernet gå direkte til overløp fordi tjernet ikke har like høy

magasineringskapasitet som inntaksmagasinet. Utfordringen er tilstede i vannveien til Midtlæger kraftverk.

Problemet kan løses ved å bygge om vannveien slik at eksisterende inntak flyttes opp i reguleringsmagasinet. Ombyggingen krever nytt inntak, ny vannvei mellom eksisterende og nytt inntak, sammenkobling mellom av eksisterende vannvei og ny vannvei, samt installasjon av luke eller propp for å lukke vannveien mot eksisterende inntak. Ombyggingen er omfattende, kan være krevende sett i forhold til nytteverdien av å bygge om anlegget til et pumpekraftverk. Utfordringen vurderes til å være sjelden, men inngripende fordi kostnaden ved å utbedre forholdene kan være høy.

- **Oppsving i bekkeinntak og svingekammer** Innføring av pumpemuligheter muligens sammen med økt effektkjøring vil sannsynligvis føre til økning i størrelsen på trykkstøt og massesvingninger. Oppsving i bekkeinntak er utfordrende fordi det utgjør en fare for sikkerhet til 3. person, i tillegg til at det er ressurskrevende å pumpe vann til overløp.

Problem med oppsving kan løses ved å utvide sjakten eller svingekammeret med et bergrom i horisontalplanet som kan dempe massesvingningene (L. I. Pitorac, 2021). Oppsvinget kan muligens begrenses dersom oppstartstiden til pumping økes, men det kan igjen skape utfordringer med ustabil oppførsel, da Francis-turbinen ikke responderer godt på dellast. Utfordringen vurderes til å være vanlig, men overkommelig å utbedre.

- **Innsug av luft i bekkeinntak og svingekammer** Oppgradering til pumpekraftverk kan også føre til større nedsving i svingekammeret grunnet overgangen mellom pumping og turbinering, som skaper større massesvingninger i vannveien. Utfordringen når trykkhøyden blir for lav, er at det suges luft inn i tunnelsystemet.

Faren for luftinnsug kan reduseres av saktere lastendringer slik at det ikke oppstår store massesvingninger i vannmassen i tunnelsystemet. Dersom driftsbegrensninger ikke er en god løsning kan svingekammeret utvides med et nedre galleri (L. I. Pitorac, 2021). Utfordringen vurderes til å være vanlig, men overkommelig å utbedre.

- **Hyppige poretrykksendringer** Poretrykksendringer vil mest sannsynlig øke i omfang dersom systemet bygges om til pumpekraftverk. Ombyggingen kan føre til at nedfall av blokker vil øke i omfang (Neupane & Panthi, 2018), noe som vil kunne punktere asfaltdekket på tunnelsålen.

Problemet kan begrenses med driftsrestriksjoner. Eksempelvis kan antall turbin-pumpe-sykluser, eller grense for lastendringer i løpet av en viss tid begrenses for å unngå å skape for store ustabiliteter i bergmassen. For å kjenne driftsytterpunktene kan simulering av trykknivået i vannveien være gunstig. I tillegg bør det gjennomføres geologiske undersøkelser av bergmassen før ombygging til pumpekraftverk gjennomføres. Undersøkelsene kan avdekke hvordan kraftverket har tålt dagens kjøreregime, og gjennomføre analyser av

hvordan bergmassen vil tåle den økte belastningen pumpekraftverket utgjør. Utfordringen vurderes til å være vanlig, men ikke nødvendigvis inngripende i driften av kraftverket.

- **Underdimensjonert stålføring i trykksjakt** Det må undersøkes om stålføringen har nødvendig tykkelse og stålkvalitet til å tåle økningen i vanntrykk og trykkstøt som kommer av ombygging til pumpekraftverk. Trykkstøtet må sammenlignes med trykkstøt under turbinavslag. Dersom føringen er underdimensjonert, og problemet må utbedres, vil det det være teknisk mulig å sette inn en ny føring med tilstrekkelig kapasitet på innsiden av eksisterende føring. Tiltaket vil være krevende både i tid og ressurser. Antatt nødvendig nedetid er opp mot ett år, forårsaket av omfattende sveisearbeid (Vereide, 2022). I tillegg vil ny føring gjøre tverrsnittet i trykksjakten mindre, noe som øker falltapet i systemet, og senker virkningsgraden til anlegget. Det er også mulig å bygge trykksjakt i parallell med eksisterende trykksjakt, og koble den nye trakksjakten inn på øvre driftstunnel, og kraftstasjonen, dette krever høy investeringskostnad. Problemet kan begrenses ved driftsbegrensninger på oppstart- og avslagstid. Utfordringen vurderes til å være lite utbredt, men vil være veldig inngripende dersom oppgradering av trykksjakten er nødvendig.
- **Drukning av kraftstasjon** Installasjon av en pumpe i driftstunnelen og vannførende sprekker i bergmassen gjør at potensialet for å drukne kraftstasjonen må kontrolleres. Dersom kraftverket utvides med en ny stasjon i parallell som er betydelig mye mer dykket enn dagens anlegg er det også fare for drukning av generatoren. Problemet kan unngås dersom akslingen mellom turbin og generator er høy nok til at generatoren er over LRV i nedre magasin, eller planlagt trykknivå i kraftstasjonen. Høy vannføring inn i kraftstasjonen kan holdes under kontroll ved å sette inn flere pumper i pumpeumpen. Det vil også være forebyggende tiltak å kontrollere hvor vannførende bergmassen er, før det settes inn pumper i nedre tilløpstunnel. Utfordringen vurderes til å være middels sannsynlig, men konsekvensene er store.
- **Manglende dykking av løpehjulet** Pumper har høyere krav til dykking for å unngå kavitasjon enn hva turbiner har. Fordi det er kostnadsbesparende å dykke kraftstasjonen så lite som mulig i forhold til nedre magasin, er sjeldent turbinsenteret plassert så dypt at aggregatet er dykket tilstrekkelig for å unngå kavitasjon. Typisk må Francis-turbin typisk dykkes et par meter, mens reversibel Francis-turbin må dykkes mellom 20 og 50 meter (Nicolet, 2022). Dersom aggregatet kun krever noe mer dykking kan det være mulig at installasjon av frekvensomformer er tilstrekkelig for å tilfredsstille kavitasjonsfri drift. Boosterpumpe i sugerøret kan også brukes for å unngå kavitasjon av pumpeturbinen. Dersom kavitasjon ikke kan unngås vil det være

et alternativ å bygge ut kraftstasjon i parallell, hvor tilstrekkelig dykking av løpehjulet forekommer. Løsningen ses på som et stort problem, og er kostbar å utbedre.

- **Manglende sandfang i nedre driftstunnel** Store mengder sand og silt kan ha sedimentert etter utløpet av kraftverket etter mange år i drift. Dersom kraftverket skal kjøres som pumpekraftverk vil mye av de sedimenterte massene som ligger foran eksisterende utløp dras med vannstrømmen inn i tunnelsystemet. Store mengder finkornig materiale vil raskt kunne ødelegge løpehjulet til turbinen.

For å unngå nedbrytningen av turbinen vil det være gunstig å anlegge et sandfang i nedre tilløpstunnel. Det vil være mulig å øke tverrsnittet på et område i nedre tilløpstunnel, også vil sanden sedimentere der. Utfordringen vurderes til å være veldig utbredt, og relativt rimelig å utbedre.

- **Ombygging til reversibel pumpeturbin**

- **Dimensjonering av løpehjul til pumpeturbin** Dersom falltapet i vannveien er høyt kan løftehøyden blir mye større enn trykkhøyden som eksisterende turbin er dimensjonert etter. Dette medfører at reversible pumpeturbiner opererer med lavere virkningsgrad i turbinmodus, selv om aggregatet turtallreguleres. Stor forskjell i reguleringshøyde gir lav virkningsgrad under turbinering. Forskjellen i løftehøyde er størst dersom vannveien er lang, eller dersom magasinene har stor reguleringshøyde, noe som gir store forskjeller i både løftehøyde og trykkhøyde
- **Plassmangel i eksisterende aggregat** I eksisterende anlegg er størrelsen på løpehjul styrende for utforming av sugerør, ledeapparat og spiraltromme. Fordi pumper har større løpehjul enn turbiner blir det utfordrende å skulle bytte løpehjul uten å gjøre store inngrep i resten av turbinaggregatet.

Løsningen på begge utfordringene kan være å sette inn frekvensomformer eller bytte generator til en asynkron generator. Dersom nødvendighet størrelse på løpehjulet overskrider hva resten av turbinen kan tilpasses til, kan det være et alternativ å sette inn en boostpumpe for å avlaste nødvendig løftehøyde. Det er ikke funnet eksempler på kraftverk hvor løsningen med boosterpumpe er brukt på en slik måte for å legge til rette for ombygging. Å bygge ut kraftstasjonen med et kammer i parallell hvor ny turbin, generator og resten av nødvendig utstyr er, er en vanlig løsning for ombygging til pumpekraftverk, men løsningen er kostnadskrevenende. Utfordringen med ombygging av turbin vurderes til å være vanlig, og kan være kostbar å utbedre dersom nødvendig anleggsarbeid er omfattende.

- **Manglende svingekammer i nedre driftstunnel** Økt trykkstøt i nedre tilløpstunnel vil være tydeligst for lange avløpstunneler med lite tverrsnitt, da det vil ta lang tid å dempe trykkstøtet. Trykkstøtet kan være skadelig for komponenter i vannveien, og størrelsen må beregnes før ombygging.

Løsningen på trykstøt er å bygge ut svingekammer i nedre tilløpstunnel. Svingekammeret må dimensjoneres på en slik måte at vannstanden i bergmassen rundt kraftstasjonen ikke blir så hevet av vannstanden i svingekammeret slik at kraftstasjonen kan druknes. Det må gjennomføres grundige forundersøkelser for å beregne øvre og nedre svingegrense for det nye systemet slik at svingekammeret er fornuftig dimensjonert. Utfordringen med manglende svingekammer vurderes til å være relativt vanlig, og kanskje dyrt å utbedre.

- **Forhøyet trykk skader komponenter i vannveien** Dersom det installeres boosterpumpe i nedre tilløpstunnel må ventiler, luker, pakninger, turbin og andre komponenter kontrolleres for om det tåler det økte vanntrykket. Dersom nødvendig vanntrykk fra boosterpumpen overskrider kapasiteten må løpehjulsskifte forkastes, og det må bygges en kraftstasjon i parallell. Omfanget og alvorlighetsgraden til utfordringen er vanskelig å predikere.
- **Eksisterende utløp ligger høyt i nedre magasin** Plassering av avløpstunnel blir bestemt av turbinsenteret, og er derfor ofte relativt høyt i nedre magasin. Selv om det kan antas at pumpedrift kun vil foregå dersom det er vannstand av betydning i nedre magasin, vil et inntak plassert høyt i nedre magasin begrense driftsmulighetene til pumpekraftverket. For å unngå å bygge ny avløpstunnel kan et alternativ være å bygge inn en boosterpumpe ved LRV i nedre magasin. Vannveien fra boosterpumpen opp i nedre tilløpstunnel vil gå i sjakt. Eksisterende utløp må bygges ut med luker for å hindre at vannet pumpes opp, og renner tilbake i nedre magasin. Det er også mulig å sprengte ut et booster-basseng som blir forsynt med vann fra boosterpumpen. Boosterpumpe i nedre magasin er ikke utbygd enda, men de ulike komponentene tilbys på markedet, slik at realisering av løsningen ikke krever tekniske gjennombrudd. En sikker måte å unngå problemet på er å bygge ny avløpstunnel, og kraftstasjon i parallell. Utfordringen vurderes til å være svært utbredt, og er kostbar å utbedre.
- **Eksisterende utløp går i kanal eller elveleie** Dersom utløpet av eksisterende kraftverk går i kanal eller elveleie vil ikke nedre magasin fungere som inntaksmagasin for pumpeturbinen. I tillegg kan det antas at pumpen er plassert høyt i forhold til undervannet, og kavitasjonsfaren vil være betydelig etter ombygging til pumpekraftverk. Løsningen på problemet kan være å anlegges et boosterbasseng mellom vannveien og magasinet, og en boosterpumpe med inntak dypt i nedre magasin, som pumper vann opp til boosterbassenget, hvor det videre renner med fall mot pumpen. Lignende løsning er brukt med hell i Dissenbach i Østerrike (ATCOLD, 2018). Alternativet med høyest investeringskostnad er å bygge ny avløpstunnel, og en ny kraftstasjon i parallell. Utfordringen er ikke vanlig, og kostbar å utbedre.
- **Aggregatet har høy brukstid** Ved ombygging av kraftstasjon eller

utbedringen av mangler i vannveien er det nødvendig med full stans av kraftverket. For kraftverk med lav brukstid vil planlagt stans kunne legges i perioder hvor kraftverket sjeldent produserer strøm, og dersom øvre magasin har god kapasitet til å lagre tilsiget som kommer i perioden med nedetid er nedetidskostnadene svært lave. Dersom kraftverket har høy brukstid vil det ikke finnes perioder med stillstand hvor oppgraderinger kan prioriteres, og ombygging av kraftverk til pumpekraftverk blir da kostbart fordi nedetidskostnadene kan utgjøre en like stor del av kostnadene som anleggskostnader.

For kraftverk med høy brukstid kan det være hensiktsmessig å bygge ut nytt anlegg i parallell. Dette gjør at anlegget får høyere installert effekt, som gjør at det kan kjøres mer etter pris, ikke tvangskjøres for å holde vannstanden i magasinet nede, eller fordi magasin nedstrøms behøver tilførsel av vann. Muligheten til å pumpe store mengder vann i perioder med lav pris er viktig for inntektspotensialet til pumpekraftverket. Utfordringen er relativt vanlig for mange anlegg, og er kun mulig å unngå dersom ombygging gjøres samtidig som planlagt vedlikehold.

4.3 Alternativer for ombygging til pumpekraftverk

Kostnadsestimeringen betrakter følgende varianter av ombygging:

1. Ny vannvei og kraftstasjon i parallell. Alternativet er tatt med for å kunne sammenligne ombyggingsalternativene mot hva det koster å bygge et anlegg egnet for formålet.
2. Nytt løpehjul med startutrustning.
3. Nytt løpehjul og nytt ledeapparat med startutrustning
4. Ny turbin med doblet installert effekt. Det er ikke tatt hensyn til økt falltap i tunnelsystemet, eller kostnad med falltapsreduksjon.
5. Utvidelse av kraftstasjonen. Vil normalt ikke gjennomføres dersom kraftstasjonen er i fjell grunnet risikoen for å gjøre skade på eksisterende anlegg.
6. Kraftstasjon i parallell med dagens kraftstasjon som er tilkoblet nedstrøms trykksjakten, ny nedre driftstunnel
7. Løpehjulsskifte og installasjon av boosterpumpe. Løsningen forutsetter boosterpumpe som plasseres i sjakt som må sprenges ut i avløpstunnelen, og installasjon av frekvensomformer for å styre boosterpumpen.

Tabell 4.1: Kostnadsoverslag over ulike ombyggingssvarianter. Alle verdier er i mill. NOK.

Ombyggingssvariant	1	2	3	4	5	6	7
Vannvei	259	0	0	0	0	13	16
Luker	7	0	0	0	0	10	6
Turbin	135	51	66	217	135	51	135
Kraftstasjon	58	0	0	0	58	xx	58
Elektronisk utrustning	270	80	80	160	115	270	
Nedetidskostnad	0	0	0	96	192	96	80
SUM ink påslag	1790	318	359	1397	1000	578	1377
Relativ kostnad	1	0,18	0,20	0,79	0,57	0,33	0,78

En grov oversikt over hvilke alternativer for ombygging som finnes, gruppevis sortert etter hvor store inngrep som skal gjennomføres:

- **Ombygging av kraftstasjon**

- **Løpehjulsskifte** Dersom forskjellen i trykkhøyde og løftehøyde er liten kan turbinen fungere som pumpe kun ved å skifte ut løpehjulet. Det er per dags dato ingen kjente tilfeller hvor ombygging til pumpekraftverk er gjennomført med kun løpehjulsskifte. Det må påregnes installasjon av frekvensomformer eller boosterpumpe for å unngå kavitasjon, og sikre hensiktsmessig drift av kraftverket. Dersom det er flere turbiner i kraftstasjonen er det mulig å ha ulike dimensjonerende løftehøyde for aggregatene, for å kunne bruke den turbinen som passer best for en løftehøyde. Løsningen går på bekostning av fleksibiliteten med å ha flere aggregat, og gjør at vrkningsgraden kanskje er mer sensitiv. Løpehjulsskifte uten effektendring kostnadsestimert til 18 % av kostnaden til nytt anlegg i parallell, og 33 % dersom det må installeres boosterpumpe og frekvensomformer.
- **Turbinbytte** Dersom løpehjulsskifte ikke kan gjennomføres alene kan hele turbinen byttes ut til en reversibel pumpeturbin. Denne løsningen gjør det mulig å øke installert effekt dersom det er hensiktsmessig, og vannveien er tilstrekkelig overdimensjonert. Effektøkning bør ses i sammenheng med strossing av tunnel, eller utvidelse av vannveien. Turbinbytte kostnadsestimert til 20 % av kostnaden til nytt anlegg i parallell dersom installert effekt er lik dagens, og dersom installert effekt doubles, blir kostnaden 79 %, uten å ta med kostnaden av oppgradering av tunnelsystemet.
- **Utvidelse av kraftstasjon** Dersom turbinbytte ikke løser utfordringene med ombygging, kan kraftstasjonen utvides slik at det er plass til et aggregat med de nødvendige egenskapene og dimensjonene. Utvidelse av kraftstasjonen med et ekstra aggregat i parallell medfører ny turbin,

generator, kraftledninger, kraftstasjonen må være koblet til vannveien både oppstrøms og nedstrøms eksisterende kraftstasjon. I tillegg medfører utvidelse av kraftstasjonen nedetid i eksisterende kraftstasjon i deler av anleggsperioden, samt fare for skader på bergmasse og materiell grunnen rystelser som kommer under sprengning. Fordelen med utvide av kraftstasjonen er at pumpeturbinen kan dykkes slik at kavitasjonsfare unngås. Dersom vannveien er veldig trang kan det være et alternativ å kun sette inn pumpe i parallell.

Utvidelse med to aggregat med lik installert effekt som dagens anlegg kostnadsestimert til 57 % av kostnaden til nytt anlegg i parallell.

- **Kraftstasjon i parallell** Dersom kostnadene forbundet med utvidelse av kraftstasjonen er høye, kan det være et fornuftig alternativ å bygge ut ny kraftstasjon i parallell. Den nye kraftstasjonen kan være koblet til eksisterende vannveier enten oppstrøms eller nedstrøms trykksjakten, og etter sugerøret for å holde anleggskostnadene nede. Det må da kontrolleres om stålfóríngen tåler den økte belastningen som vanntrykk under pumping medfører. I tillegg vil et aggregat i parallell medføre høyere vannføring i sjakten, noe som medfører økt falltap. Det er et alternativ å bygge trykksjakt i parallell, men det krever høyere investeringskostnader. Nedetiden kan antas lik for begge alternativene. Ny kraftstasjon i parallell fører kun til nedetid i perioden hvor vannveien fra ny kraftstasjon skal kobles på eksisterende vannvei, estimert til 1-3 måneder. I tillegg vil en ny kraftstasjon øke fleksibiliteten til kraftverket, og åpne opp for muligheten til å gjennomføre store oppgraderinger på eksisterende stasjon. Alternativet kostnadsestimert til 78 % av kostnaden til nytt anlegg i parallell, dersom avløpstunnelen må bygges ny.

- **Ombygging av vannvei**

Det er krevende å estimere kostnader for de ulike alternativene mot hverandre når alle er på konseptformat fordi det er et stort spenn i hva de ulike alternativene innebærer, og tunnallengden er svært avgjørende for kostnadene.

- **Utbedring av mangler i tilløpstunnel** Dersom det er konkrete utbedringer som mangler for at tunnelsystemet skal kunne fungere under pumping er det mulig å tilpasse enkeltvis i stedet for å drive ny tunnel i parallell. Eksempler på utbedringer kan være utvidelse av svingekammer eller bekkeinntakssjekter med horisontalt galleri for å øke volumet slik at oppsving eller innsuging av luft i tunnelsystemet unngås, installasjon av boosterpumpe i vannveien eller endre magasin for å tilpasse trykkforholdene i vannveien, strossing av tunneltverrsnitt for å kunne øke installert effekt uten forhøyet falltap, eller utvidelse av sandfang. Det er viktig at anleggskostnader og nedetidskostnader ses opp mot kostnader for nybygging.

- **Ny nedre tilløpstunnel** Den nye avløpstunnel bør gå fra kraftverket og dypt i nedre reguleringsmagasin for å sikre stabile innstrømningsforhold, og å ha mulighet til å pumpe opp hele nedre reguleringsvolum. Det må gjøres en vurdering på om den nye tunnelen skal utformes med eller uten sandfang og svingekammer. Dersom det er behov for nedre svingekammer kan det bygges ut som et bekkeinntak dersom topografien legger til rette for det.
- **Ny øvre tilløpstunnel** Dersom eksisterende øvre tilløpstunnel har store mangler for å kunne fungere under pumping, eller det ønsket stor effektøkning, kan det være rimeligere å bygge ut tunnelen i parallell med eksisterende vannvei. Fordelen med nybygging er at tilløpstunnelen ikke behøver bekkeinntakssjakter, at den kan utformes med luftputekammer, og drives som skråttunnel for å spare kostnader, i tillegg til at tverrsnittsarealet kan tilpasses dagens kraftmarked og effektønske.

4.4 Ombyggingspotensialet i RSK

Ombyggingspotensialet i RSK er vurdert etter utfordringene presentert i kapittel 4.2.

Tabell 4.2: Beregnede verdier av nødvendig dykking av kraftverk i RSK. Levert (Nicolet, 2022).

Kraftstasjon	Nødvendig dykking av løpehjul
Middyr kraftverk	9,2 m
Svandalsflona kraftverk	17 m
Røldal kraftverk	35 m
Suldal I kraftverk	28 m

4.4.1 Svandalsflona kraftverk

Hydrauliske forhold

Svandalsflona kraftverk har innak i både Vestre og Østre Middyrvatn, men øvre reguleringsgrense er 13 m lavere i Vestre Middyrvatn. I øvre driftstunnel fungerer inntak av Stutakelven som svingekammer. Øvre svingegrense på 1241 moh. må kontrolleres mot oppsving under pumpeoppstart. Utløpet av kraftverket er 7 meter under HRV i Votna, det gjør at en pumpeturbin kun kan pumpe opp de øverste meterene av reguleringshøyden i Votna, som totalt er på 45 m. Kravet til dykking av løpehjul på 17 m er ikke tilfredsstillt, og et pumpeløpehjul vil derfor være utsatt for kavitasjon. Nedre tilløpstunnel har verken svingekammer eller sandfang, og det må vurderes om det er nødvendig å bygge om tunnelen.

Praktiske forhold

Relativt lav brukstid gjør det mulig å gjennomføre ombygging av nedre til perioder hvor kraftverket ikke er i drift. Den lave brukstiden skyldes manglende tilgang på kapasitet i transformatorstasjon, og det vil være dumt å bygge om et kraftverk som ikke har mulighet til å være i bruk etter ønske. Geologiske forhold i tunnelsystemet må kartlegges nøye i Svandalsflona for å unngå ras i vannveien.

Vurdering

Med dagens installerte effekt er det lagret 10,7 mill. kWh i Østre Middyrvatn. Faktorer som reduserer potensialet for ombygging er at det ikke er mulig å utnytte hele nedre reguleringsmagasin under pumping, og at pumpeturbinen ikke er tilstrekkelig dykket for å unngå kavitasjon. Dersom det bygges inn en boosterpumpe i nedre driftstunnel kan det være mulig å oppnå dykkingen som er nødvendig for å unngå kavitasjon, og å ha mulighet til å pumpe opp hele nedre magasin. Dagens aggregat nærmer seg teknisk levetid, og dersom det skal gjennomføres store endringer på aggregatet bør installasjon av reversibel pumpeturbin sammen med boosterpumpe og ny avløpstunnel vurderes.

Forslag til ombygging

Dersom Svandalsflona skal bygges om til pumpekraftverk må det gjøres utbedringer i nedre tilløpstunnel. Ombygging kan gjennomføres ved å drive sjakt fra eksisterende avløpstunnel ned til LRV i magasinet, og plassere en boosterpumpe i direkte tilknytning til nedre magasin. I avløpstunnelen må det installeres to luker: En luke som stenger dagens utløp, og en luke som stenger sjakten ned til boosterpumpen. Installasjon av en boosterpumpe er ikke gjennomført slik før, men de tekniske løsningene som løsningen bygger på, er brukt i lignende tilfeller.

4.4.2 Novle kraftverk

Hydrauliske forhold

Det antas, basert på resultater fra Tabell 4.2, at løpehullet i Novle må være dykket omtrent 25-30 m for å unngå kavitasjon, dykkingen er tilfredsstillt så lenge vannstanden i Valldalsvatnet er over 700 moh. Det vurderes som sannsynlig at tunnelen som forbinder sugerøret i Novle kraftverk med tilløpstunnelen i RSK kan fungere som ujevningssbasseng foran pumpeturbinen. Verken øvre eller nedre driftstunnel er utformet med svingekammer eller sandfang.

Praktiske forhold

Tvungen samkjøring medfører at nedetid i Novle også blir nedetid i Røldal, noe som vanskeliggjør prioritering av tidkrevende ombygging av kraftstasjonen.

Vurdering

Muligheten til å flytte vann fra Valldalen opp til Votna vil knytte sammen de to største magasinene i RSK. Potensialet for å gjennomføre ombyggingen begrenses av høy brukstid i Novle, begrenset med ledig kapasitet i vannveien, og manglende effekt i transformatoren tilknyttet kraftstasjonen. Effektutvidelse i transformatoren bør vurderes for å få økt kraftproduksjonen i Vestre vassdrag, og nedetid i forbindelse med anleggsarbeid kan benyttes til å bygge om Novle kraftstasjon til pumpekraftverk.

Forslag til ombygging

Det er mulig å bytte løpehjul i Novle, og ved installasjon av frekvensomformer eller generatorbytte kjøre Novle med variabelt turtall. Pumpekraftverket kan kun kjøre dersom vannstanden i Valldalsvatnet er over 700 moh. for å unngå kavitasjon av løpehjulet. Det er vanskelig å vurdere om alternativet med å bygge ut avløpstunnelen med en boosterpumpe for å bygge opp trykk er mulig i Novle kraftverk grunnet kraftverkets utradisjonelle avløpstunnel.

4.4.3 Røldal kraftverk

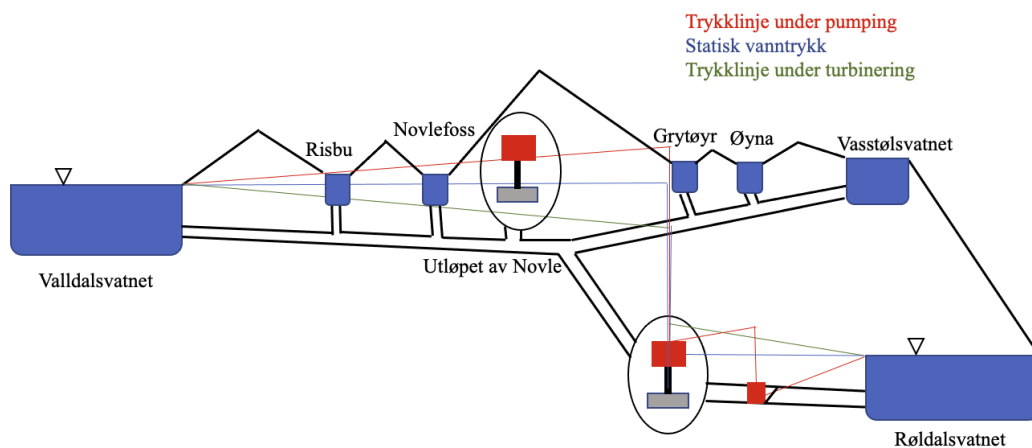
Hydrauliske forhold

Hovedutfordringen ved direkte gjenbruk av eksisterende tunnelsystemet er at vannveien består av to strenger, en fra Valldalsvatnet i nord, og en fra Vasstølsvatnet i sør. Delt vannvei gjør at vannet som pumpes opp ikke ledes direkte opp i Valldalsvatnet, som er ønsket øvre magasin for pumpekraftverket. Vannveien inneholder i tillegg flere bekkeinntak, som reduserer virkningsgraden til pumpingen, men som også virker positivt inn, da de demper trykkstøt og massesvingninger. Alle bekkeinntakene har svingegrense som er 11 m over HRV i Valldalsvatnet, det må derfor påregnes oppgraderinger på de bekkeinntakene som ligger nærmest kraftstasjonen. Svingegrensen i svingekammeret er 66 m over HRV i Valldalsvatnet, det antas at svingekammeret ikke må bygges om. Avløpstunnelen følger LRV i Røldalsvatnet, slik at det ikke må gjennomføres endring på denne for å kunne nytte hele reguleringsvolumet. Det er verken svingekammer eller sandfang i avløpstunnelen, det må påregnes et behov for sandfang eller flytting av inntaket for å unngå hurtig slitasje på løpehjul og ledeapparat. Turbinsenteret krever 35 m for å unngå kavitasjon, men er aldri dykket mer enn 17 m, manglende dykking må utbedres før kraftverket kan bygges om.

Praktiske forhold

Nytteverdien av Røldal kraftverk som pumpekraftverk begrenses av sommerkonsesjonen som gjør det vanskelig å pumpe opp vann før 1. oktober, da det ikke er lov å senke vannstanden mer enn 1,5 m under HRV. Den høye brukstiden i Røldal, sett i sammenheng med sommerkonsesjon og at kjøring av kraftverket er

begrenset på vinterstid for å holde isdekket på Valldalsvatnet trygt, gjør at det er begrenset med fleksibilitet i systemet.



Figur 4.5: Prinsippkisse av ombygd Røldal kraftverk

Vurdering

Ombygging av Røldal kraftverk til pumpekraftverk er teknisk gjennomførbart. Det er i hovedsak økonomiske aspekt som nedetid og alternativkostnaden for nye anlegg med høyere installert effekt som gjør ombyggingen krevende. Det må gjennomføres modellforsøk av pumping i vannveien for å kontrollere trykknivået når bekkeinntak, svingekammer, og utløpet av Novle kraftverk spiller inn. Kapasiteten i nedstrøms kuleventil i Novle kraftverk må kontrolleres for trykkstøt under pumpeoppstart. Lokalsamfunnet i Røldal har ytret ønske om å holde vannstanden i Røldalsvatnet høy, og vil antagelig stille seg svært negative til ombygging av Røldal kraftverk til pumpekraftverk.

Forslag til ombygging

Ombygging av Røldal kraftverk til pumpekraftverk kan gjennomføres ved installasjon av boosterpumpe i avløpstunnelen, luke i øvre tilløpstunnel for å sperre Vasstøloverføringen under pumping. En oppgradering av nedre tilløpstunnel med boosterpumpe kan gjøres samtidig som utbygging av svingekammer og sandfang dersom det er nødvendig.

4.4.4 Suldal I kraftverk

Hydrauliske forhold

Kraftstasjonen er dykket 5,5 m under LRV i Suldalsvatnet, og må dykkes ytterligere 23 m 4.2 for å unngå kavitasjonsfare. Resultatene fra numerisk modellering viser at svingekammeret og trykksjakt ikke opplever en belastning som er veldig ulik dagens dersom det bygges om til pumpekraftverk. Åpne avløpskanaler gjør at Suldal I ikke behøver svingekammer nedstrøms. Tunnelsålen i avløpstunnelen er under LRV i Suldalsvatnet, noe som muliggjør pumping av hele nedre magasin uten ombygging av tunnelen.

Praktiske forhold

Brukstiden til Suldal I er omtrent 6100 timer i året, som gjør at det er krevende å organisere anleggsarbeider uten å begrense eller stoppe driften av kraftverket. Suldalsvatnet er øvre magasin til Hylen kraftverk, som er eid av Statkraft. Dersom det legges inn pumpeturbiner i Suldal I må fordeling av uttaksrett gjøres mellom Hylen og Suldal I.

Vurdering

Suldal I kan bygges om til pumpekraftverk dersom ombyggingen skjer slik at kavitasjonsfaren elimineres. Det er bilvei nært tunneltraseen, men området er bratt og smalt. For turisme i Røldal vil det være positivt å bygge et pumpekraftverk som øker vannstanden i Røldalsvatnet.

Forslag til ombygging

I forlengelsen av sugerørslukene bør det sprenges ut et bergrom hvor boosterpumpen kan stå. Avløpstunnelen må kunne stenges med en luke, og svingekammeret må utvides slik at vannspeilet blir tilstrekkelig for å unngå oppsving. I boosterpumpekraftstasjonen må det gjøres plass til en frekvensomformer eller annen startutrustning som ikke kan stå i et område med høy luftfuktighet.

Kapittel 5

Diskusjon

5.1 Numerisk modellering

5.1.1 Grunnlagsdata og modelloppsett

Modelloppsettet av vannveien kan være feil grunnet mangel på korrekt som bygget-dokumentasjon. Virkelig tverrsnitt kan være større enn planlagt tverrsnitt uten at arbeidstegningene er oppdatert med korrekt verdi. Modelleringen er ikke gjennomført med riktige falltapsfaktorer, og det er ikke gjennomgått en verifisering av lydbølgehastigheten, men både falltapsfaktoren og lydbølgehastigheten er bestemt ut fra typiske verdier for lignende tunneler.

Modellering av svingekammer er også gjort på usikkert grunnlag. På byggetegningene er det tegnet inn et volum, men størrelsen på tverrsnittsutvidelsen fremkommer ikke, og svingekammeret er derfor modellert med kontinuerlig tverrsnitt. I tillegg er det ikke dokumentert hvilken helning det er på trykksjakt og bekkeinntak, noe som påvirker horisontalt vannspeil, som igjen påvirker svingekammeret evne til å dempe massesvingningene (L. Pitorac mfl., 2020b).

Det er en svakhet med modelleringen at den ikke er gjennomført med korrekt inngangsdata for turbinen. Turbinkarakteristikken er basert på publisert data for en pumpeturbin med likt fartstall, og tilpasset Suldal I. Det er ikke kjent hvilke feilkilder dette har ført til, da det ikke finnes feltforsøk eller modellforsøk å kontrollere resultatene opp mot. Prosessen med å sette opp modellen bærer preg av at turbinkarakteristikken ble endret flere ganger for å få en modell som leverte riktig trykkehøyde og vannføring, noe som har gått på bekostning av inngangsverdier brukt i modelleringen. En utfordring med reversible pumpeturbiner som illustreres godt av turbinkarakteristikken er at optimalt turtall under pumping er ulikt optimalt turtall under turbinering. Dette kommer tydelig frem under modellering av pumpeturbin med turbinspesifikke data som inngangsparametere. Feil turtallsdrift gjorde simuleringen krevende å sette opp, og skapte ytterligere behov for tilpasning av $n_{11,bep}$, $q_{11,bep}$ og $t_{11,bep}$.

Den numeriske modelleringen tar heller ikke hensyn til kavitasjonsfare, eller manglende mottrykk på pumpen. Modelleringen er ikke gjennomført med boosterpumpe, selv om det er foreslått ombyggingsmetode for Suldal I. Mangel på boosterpumpe påvirker ikke trykholdene i øvre driftstunnel, og anses derfor som

lite relevant forutsatt at samhandlingen mellom boosterpumpe og reversibel pumpeturbin fungerer tilfredsstillende.

Modelloppsettet er forenklet ved at pumpeturbinen ikke er tilkoblet en mekanisk masse. Manglende mekanisk masse gjør at tregheten i systemet ikke er tilstrekkelig hensyntatt i modellen. Den mekaniske massen påvirker størrelsen på trykkstøtet, men ikke størrelsen på massesvingningene. Fordi verken pumping eller turbinering er modellert med mekanisk masse er størrelsesforskjellen mellom resultatene fortsatt gjeldene, på tross av tallverdiens manglende representativitet alene.

5.1.2 Resultater fra numerisk modellering

Fordi resultatene fra den numeriske modelleringen er vanskelig å verifisere grunnet manglende feltundersøkelser, er modellen også kjørt i turbindrift. Turbindrift viser oppsving og trykkstøt som regnet fra tunnelsålen er 16 % større. Resultatene må derfor ses i forhold til turbineringsgrafene, og størrelsene kan kun betraktes i forhold til turbineringsverdiene. Sammenligningsgrunnlaget som turbin-grafene gir gjør at det ikke er grunn til å forkaste resultatene, da størrelsesforholdene som presenteres ikke overgår hva som kan forventes når bruksområdet endres til pumping.

5.2 Ombygging av kraftverk

5.2.1 Gyldigheten i forutsetninger for ombygging

RSK-systemet er et sammensatt system hvor vannet går gjennom flere kraftverk plassert i serie. Fordi kraftverkene er avhengig av tilsig og undervannet fra kraftverket oppstrøms blir kraftproduksjonen til kraftverkene i nedre del av strengen sårbar for utetid oppstrøms. Nedetid i kraftverket nedstrøms et magasin påvirker også driften oppstrøms fordi produksjonen blir begrenset av fyllingsgraden i magasinet, og risikoen for flomtap. Problemene blir større med avtakende størrelse på magasinene er i forhold til slukeevnen på kraftverket.

Det er ikke funnet kilder på kraftverk hvor ombygging til pumpekraftverk er gjennomført kun ved å skifte løpehjul. Mye av forskningen på ombygging med løpehjulsskifte ved NTNU har analysert muligheten for ombygging av Roskrepp kraftverk. Roskrepp har et forhold mellom vannføring og trykkehøyde som er svært mye høyere enn RSK-kraftverkene. Utfordringen med gjenbruk av resultater kommer tydelig frem ved beregnet nødvendig løftehøyde som boosterpumpen skal levere. Roskrepp kraftverk har en trykkehøyde på 70 m, og turbinsenteret allerede er dykket 3-15 m, for å unngå kavitasjon på boosterpumpen levere 5 m løftehøyde. 5 m løftehøyde er lettere å innfri enn 30 m som er nødvendig for å unngå kavitasjon på et pumpeaggregat i Røldal kraftverk.

Ombygging blir foreslått med boosterpumpe-løsningen anvendt på måter som ikke er utprøvd enda. Noe som bidrar med stor usikkerhet i gjennomføring av ombygging, selv om teknologien allerede eksisterer. Det er særlig boosterpumpens

samhandling med de andre komponentene i vannveien som må undersøkes grundigere før utbygging er realistisk. I kraftverk i Østerrike er boosterpumpen brukt sammen med bosterbasseng eller foran et mindre rør, ikke alene mot sugesiden til en reversibel pumpeturbin. Det er stor forskjell på strømningsforholdene foran pumpen i de ulike tilfellene, noe som påvirker driften av pumpeturbinen. Hvor kostnadsbesparende boosterpumpeløsningen er, avhenger av hvilken pumpestørrelse boosterpumpen skal arbeide sammen med. Løsning med ombygging til boosterpumpe må gjennomføres slik at booserpumpen ikke står i fare for kavitasjon. Dette løses best ved å bygge ny kraftstasjon til boosterpumpen, og sikre tilstrekkelig dykking av den i forhold til boosterpumpens behov.

5.2.2 Gyldigheten i beregninger og beslutninger

Det faktiske inntekspotensialet i ombygging av RSK-anleggene er vanskelig å vurdere fordi utgiftene til pumping av vann må ses mot umiddelbar inntekt i kraftverk nedstrøms. Kostnadsberegningene er utført med NVEs kostnadsgrunnlag for vannkraftanlegg fra 2015, og selv med en oppjustering av kostnader i forhold til SSB-tall er det vanskelig å ta høyde for hvilke faktiske kostnader ombygging medfører. Produktprisindeksen er et mål på prisutvikling for varer brukt til produksjon av blant annet kraftforsyning. Fra mai 2021 til mai 2022 har produksjonsprisindeksen steget med 96,8 % (Statistisk sentralbyrå, 2022). Den store økningen i prisindeks viser at det er dobbelt så dyrt å kjøpe varer i produsentleddet nå enn for ett år siden. Prisøkningen er ikke tilstrekkelig hensyntatt i kostnadsestimatet fordi det er usikkert hvordan detn påvirker de ulike kostnadselementene i beregningene.

Antagelser gjort under arbeidet med oppgaven er basert på teknologi som er kjent, det må allikevel tas høyde for at løsningen som er foreslått ikke nødvendigvis er gjennomførbare.

5.2.3 Nybygging av pumpekraftverk

For å unngå kostbar nedetid vil det være et godt alternativ å bygge ut nye anlegg i parallell. Særlig i RSK er potensialet for å bygge ut effektverk stort grunnet store magasin med betydelig innbyrdes høydeforskjell, og å bygge ut vannvei med store dimensjoner og kraftstasjon med høy installert effekt i parallell, med pumpeturbiner. Merkostnaden knyttet til å bygge ut pumpekraftverk i stedet for ordinært kraftverk vil være påslag på 25 % av turbinkostnaden, kostnaden av å dykke kraftstasjonen tilstrekkelig, og eventuelt svingekammer og sandfang i nedre tilløpstunnel.

Å bygge ut nye anlegg i parallell gir også mulighet til å prioritere ombygging av eksisterende anlegg til reversible pumpekraftverk med lave investeringskostnader kan åpne opp for andre oppgraderinger som ikke blir gjennomført med dagens betingelser og vannvei. Å skulle oppgradere Novle kraftverk dersom det medfører nedetid i både Novle og Røldal blir overdrevent kostbart, og er vanskelig å gjennomføre.

Nybygging av kraftverk åpner også opp for mulighet til effektøkning. Basert på

utbygginger som gjøres, og strømprisen det siste året, er tendensen at vannkraftverk kjøres mer aggressivt, og at viktigheten av ha høy installert effekt øker. Det er allerede gode inntektsmuligheter i å drive reguleringskraftverk, og med økt andel ikke-regulerbar kraft på kraftnettet blir regulerbar kraft kanskje mer verdifull. For anleggene i RSK med store magasiner og plassering i NO2 gjør anleggene svært egnede for reguleringstjenester og lagring av energi når vindturbinene i Tyskland går på fullast. Det vil ikke være samfunnsøkonomisk gunstig å bygge ut pumpekraftverkene i RSK med lav installert effekt, da behovet for installert effekt er økende (Buvik mfl., udatert).

Kapittel 6

Konklusjon

Andelen uregulerbar kraft i det norske kraftmarkedet vil øke i tiden fremover grunnet økt utbygging av vindkraft i Norge, og utvidelse av overføringskapasiteten mellom Norge og resten av Europa. Økningen i uregulerbar kraft krever økt utbygging av balansetjenester, lagringsmulighet og reservekraft, noe som gjør det mer aktuelt å bygge ut pumpekraftverk i Norge.

Pumpekraftverk er den fremste teknologien for storskala lagring av elektrisk energi i dag. Norge har allerede store magasin og en kraftverksinfrastruktur som muliggjør utbygging av pumpekraftverk i eksisterende reguleringsområder på en kostnadseffektiv måte. Utbygging av pumpekraftverk i allerede regulerte vassdrag vil ha mindre miljøpåvirkninger enn andre løsninger for utbygging av balansekraft eller lagringskapasitet.

Utfordringer med ombygging til pumpekraftverk er:

- Inntak i tjern nedstrøms reguleringsmagasinet
- Oppsving i bekkeinntak og svingekammer
- Innsug av luft i bekkeinntak og svingekammer
- Hyppige poretrykksendringer
- Underdimensjonert stålføring i trykksjakt
- Drukning av kraftstasjon
- Manglende dykking av løpehjulet
- Manglene sandfang i nedre driftstunnel
- Dimensjonering av løpehjul til pumpeturbin
- Plassmangel i eksisterende aggregat
- Manglende svingekammer i nedre driftstunnel
- Forhøyet trykk skader komponenter i vannveien
- Eksisterende utløp ligger høyt i nedre magasin

- Eksisterende utløp går i kanal eller elveleie til nedre magasin
- Aggregatet har høy brukstid

Utfordringene er kartlagt gjennom litteraturstudie, gjennomgang av anleggene i RSK og numerisk modellering av Suldal I kraftverk. Utfordringene som er til størst hinder for ombygging til pumpekraftverk er plassering av turbinsenter i forhold til vannstand i nedre magasin. Nedre magasin fungerer oftest som inntaksmagasin til pumpekraftverket, og er avgjørende for trykket på sugesiden til pumpeturbinen. Gjennomgangen av kraftverkene i RSK viste at alle kraftverk med utløp i magasin har turbinsenter for høyt til å unngå kavitasjonsfare dersom ombygging til pumpekraftverk. Resultatene fra numerisk modellering av Suldal I kraftverk viste at størrelsen på trykkstøt og oppsving i svingekammer var omtrent uendret etter ombygging, men at negativt trykkstøt, og dermed også sjansen for luftinnsug i svingekammer og bekkeinntak, økte etter ombygging.

Av kraftverkene i RSK er det Novle kraftverk som er best egnet for ombygging. Dersom det settes driftsrestriksjoner som hindrer kjøring av Novle kraftverk som pumpekraftverk når vannstanden i Valldalsvatnet er under 700 moh. vil ikke kraftverket være utsatt for kavitasjon. Vannveien i kraftverket er ikke utsatt for luftinnsug, og det vil sannsynligvis ikke være et økt behov for sandfang. Novle kraftverk kan derfor potensielt bygges om kun ved løpehjulsskifte og installasjon av oppstartsutrustning i form av ponnimotor eller frekvensomformer.

Både ombygging av avløpstunnelen, ombygging av kraftstasjon og installasjon av boosterpumpe er kostbare investeringer, både i anleggskostnader og i forventet nedetidskostnader. Utbedringer av kraftstasjon og avløpstunnel må påregnes for ombygging av Svandalsflona kraftverk, Røldal kraftverk og Suldal I kraftverk grunnet tilpasning av trykkforhold i nedre driftstunnel.

Dersom det blir vurdert som gunstig å bygge om anleggene i RSK til pumpekraftverk vil det være mulig å drive fullskala feltforsøk på Svandalsflona kraftverk. Grunnet lav brukstid og plassering høyt i kraftverksstrengen vil driften av Svandalsflona kraftverk kunne isoleres fra resten av systemet. Tunnelsystemet, og løpehjulsplassering i forhold til nedre magasin, i Svandalsflona kraftverk er svært likt som i Suldal I, og resultatene fra feltforsøket vil derfor være overførbare.

6.1 Videre arbeid

- Gjennomføre modellering av kraftverkene i RSK for å undersøke hvordan de oppfører seg dersom de bygges om til pumpekraftverk. Det vil være særlig relevant å modellere Røldal kraftverk grunnet det høye antallet bekkeinntak og utløpet fra Nolve kraftverk.
- Betrakte nedbørsfeltet samlet sett for å vurdere om potensiale for nybygging er større enn ombygging.
- Fortsette forskning på boosterpumpe, både i sugerøret og i nedre driftstunnel, for å finne best mulig løsning for ombygging til pumpekraftverk.

Bibliografi

- EUROPEAN COMMISSION. (2018). A European strategic long-term vision for a prosperous, modern, competitive and climate neutral economy.
- Birkelund, H., Arnesen, F., Hole, J., Spilde, D., Jelsness, S., Aulie, F. H., Oldani, S. & Haukeli, I. E. (2021). LANGSIKTIG KRAFTMARKEDSANALYSE 2021 – 2040. 29. www.nve.no
- Tesla. (2022). Powerwall. https://www.tesla.com/no_no/powerwall
- Aske, M. (2021). Pumpekraftverk i RSK.
- Hydro. (2020). Hydro og Lyse etablerer felles vannkraftselskap. <https://www.hydro.com/no-NO/media/news/2020/hydro-og-lyse-etablerer-felles-vannkraftselskap/>
- Rosvold, K. A. (2019). Hjemfall. 3.%20september%202019
- Lykkebø, A. O., Botnen, Å. H., Aamodt, A. & Lia, L. (2022). Befaring i Røldal.
- Aamodt, A. (2022). Samtale.
- Neupane, B. & Panthi, K. K. (2018). Effect of pressure fluctuations in long-term stability of unlined pressure shaft at Svandalsflona Hydropower project, Norway. *10th Asian Rock Mechanics Symposium (ARMS10), Singapore – The 2018 ISRM International Symposium.*
- Lyse Konsern. (udatert). Kvanndalen kraftverk. <https://www.lysekonsern.no/virkosomhet/energi/vannkraft/kvanndalen-kraftverk>
- Guttormsen, O. (2018). *Vassdragsteknikk II*. Akademika forlag.
- NVE, Håvard Hamnaberg, H. & og Vattenfall Power Consultant. (2011). *Pumpekraft i Noreg Kostnader og utsikter til potensial* (tekn. rapp.).
- Voith. (2020). *Pumped storage machines Reversible pump turbines, ternary sets and motor generators* (tekn. rapp.).
- Brekke, H. (2003). Pumper og Turbiner. *Vannkraftlaboratoriet NTNU*.
- Gunt Hamburg. (udatert). Water turbines. https://www.gunt.de/images/download/hydroturbines_english.pdf
- B. Kawkabani, C. Nicolet, M. & A. Schwery, M. (2013). Modeling and control of large salient-pole synchronous hydro generators and stability issues in isolated production mode. *2013 IEEE Workshop on Electrical Machines Design, Control and Diagnosis (WEMDCD)*.
- Svarstad, M. F. (2019). Fast Transition between Operational Modes of a Reversible Pump-Turbine.
- Valavi, M. & Nysveen, A. (2018). Variable-Speed Operation of Hydropower Plants: A Look at the Past, Present, and Future. *IEEE Industry Applications Magazine*, 24(5), 18–27. <https://doi.org/10.1109/MIAS.2017.2740467>
- Thorolfsson, S. T. (2019). Undervisningsmateriale i TVM4125.
- Stokkebø, O. (1975). Svngekammer med luftpute ved Jukla pumpekraftverk. *Fjellsprengningsdagen 1975*. <https://nff.no/wp-content/uploads/sites/2/2020/04/Fjellsprengningsdagen-1975.pdf>
- BKK. (udatert). Bli kjent med strømmettet. <https://nett.bkk.no/artikkel/7f59a21f-cdbd-454e-a5c0-d13173cb6bd4>

- Pitorac, L., Vereide, K. & Lia, L. (2020a). Technical review of existing norwegian pumped storage plants. <https://doi.org/10.3390/en13184918>
- Marsh, J. (2022). The Tesla Powerwall home battery complete review. *The%20Tesla%20Powerwall%20home%20battery%20complete%20review*
- NVE. (2022). Vannkraftdatabase. <https://www.nve.no/energi/energisystem/vannkraft/vannkraftdatabase/>
- ATCOLD. (2018). Pumped storage hydropower in Austria.
- Gaal, T., Nickel, F. & Haas, M. (2016). Pumped storage station Tierfehd design, construction and operating experience of an unusual pumped-storage facility.
- Dagsvik, H. N. & Storli, P. T. S. (2021). Pump-Turbines in Conventional Hydropower Plants. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 774(1). <https://doi.org/10.1088/1755-1315/774/1/012064>
- Valstad, j. (2018). Simulation of a booster pump and a reversible pump turbine in series. *Masteroppgave ved NTNU - Institutt for energi- og prosessteknikk*.
- Dahle, P. (2019). Pump turbines in existing powerplants. *Masteroppgave ved NTNU - Institutt for energi- og prosessteknikk*.
- Johansen, D. (2021). Efficiency improvement of Reversible Pump Turbine operation due to implementation of a booster pump. *Masteroppgave ved NTNU - Institutt for energi- og prosessteknikk*.
- Vereide, K. (2022). Veiledningsmøter.
- Vagner, D., Gunnerød, J., Kringstad, A., Døskeland, I., Bøhnsdalen, E. & Hytten, L. M. (2021). Kortsiktig Markedsanalyse 2021-2026.
- Olje- og energidepartementet. (2021). Kraftmarkedet.
- Statnett.no. (2022). Tall og data fra kraftssystemet. <https://www.statnett.no/for-aktorer-i-kraftbransjen/tall-og-data-fra-kraftssystemet/#import-og-eksport>
- Guddal, R. (2022). E-postkorrespondanse.
- Statnett. (2021). Langsiktig Markesanalyse 2020-2050.
- Statista. (2022). Installed wind power capacity in Germany from 2008 to 2021. <https://www.statista.com/statistics/421797/tracking-wind-power-in-germany/>
- Olje- og energidepartementet. (2020). Opner områder for havvind i Noreg. <https://www.regjeringen.no/no/dokumentarkiv/regjeringen-solberg/aktuelt-regjeringen-solberg/oed/pressemeldinger/2020/opner-omrader/id2705986/>
- Power Vision Engineering. (2019). *Quick User Guide* (tekn. rapp.).
- Buckingham, E. (1914). On physically similar systems; Illustrations of the use of dimensional equations. *Physical review* (s. 345–376).
- Norconsult AS. (2015). *Kostnadsgrunnlag for vannkraft* (tekn. rapp.). www.nve.no
- SSB. (2022). Byggjekostnadene opp 13,2 prosent siste år.
- Pitorac, L. I. (2021). *Upgrading of Hydropower Plants to Pumped Storage Plants: Tunnel System Hydraulics* (tekn. rapp.). Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet. Trondheim.
- Vereide, K., Lia, L. & Nielsen, T. K. (2015). Hydraulic scale modelling and thermodynamics of mass oscillations in closed surge tanks. *Journal of Hydraulic Research*, 53(4), 519–524. <https://doi.org/10.1080/00221686.2015.1050077>

- Pitorac, L., Vereide, K. & Lia, L. (2020b). Upgrading hydropower plants to pump storage plants: A hydraulic scale model of the tunnel system. *Proceedings of the 8th IAHR International Symposium on Hydraulic Structures, ISHS 2020*. <https://doi.org/10.14264/uql.2020.602>
- Olsen, N. R. B. (2017). *Numerical Modelling and Hydraulics* (tekn. rapp.).
- Nicolet, C. (2022). E-post-korrespondanse.
- Statistisk sentralbyrå. (2022). Produsentprisindeksen. <https://www.ssb.no/priser-og-prisindekser/produsent-og-engrosprisindekser/statistikk/produsentprisindeksen>
- Buvik, M., Cabrol, J., Spilde, D., Skaansar, E., Roos, A. & Grytli Tveten, Å. (udatert). *Norsk og nordisk effektbalanse fram mot 2030*. www.nve.no

Vedlegg

Oversikt over filer i vedlegg:

- Punktfiler som er brukt som rådata i konstruksjon av turbinkurve.
- Python-kode som interpolerer mellom rådatapunktene for å generere turbinkurvekarakteristikk.
- Resultatfil i form av turbinekurvekarakteristikk for Suldal I.

