

Lappeenrannan-Lahden teknillinen yliopisto LUT

School of Energy Systems

Energiatekniikan koulutusohjelma

BH10A0202 Energiatekniikan kandidaatintyö

Kolmen eri paineilmavarastotyypin hyötysuhteiden vertailu

Työn tarkastaja: Tero Tynjälä

Työn ohjaaja: Eero Inkeri

Lappeenranta 12.07.2019

Lassi Onne

TIIVISTELMÄ

Opiskelijan nimi: Lassi Onne

School of Energy Systems

Energiatekniikan koulutusohjelma

Opinnäytetyön ohjaaja: Eero Inkeri

Kandidaatintyö 2019

22 sivua, 4 kuvaa ja 2 taulukkoa

Tässä kandidaatin työssä lasketaan D-, A- ja I-CAES järjestelmien ideaaliset hyötysuhteet. Hyötysuhteita vertaillaan olemassa olevien laitosten arvoihin ja kokeellisiin tuloksiin, joita laboratorioissa on saavutettu.

Laskennassa arvioidaan kompressorin ja turbiinin hyötysuhteet. Kompressorien kuluttama energiat lasketaan paineilmaparaston täytön ja tyhjennykseen kuluvan ajan avulla. Laskuista saadut hyötysuhteet ovat D-CAES 47 %, A-CAES 46% ja I-CAES 71%.

Laskujen mukaan isoterminen paineilma energiavarasto olisi hyötysuhteeltaan paras, mutta käytännössä häviöt verottavat laitostyyppiä runsaasti. I-CAES toimii noin 50 - 60 % hyötysuhteella, mikä on silti korkeampi kuin muilla tavoilla voidaan saavuttaa.

SISÄLLYSLUETTELO

Tiivistelmä

Sisällysluettelo

Tiivistelmä	2
Sisällysluettelo	3
Symboli- ja lyhenneluettelo	4
1 Johdanto	6
2 Yleistä	7
3 Diabaattinen	8
3.1 D-CAES järjestelmän hyötysuhteen laskeminen	10
4 Adiabaattinen	12
4.1 A-CAES järjestelmän hyötysuhteen laskeminen	13
5 Isoterminen	14
5.1 I-CAES järjestelmän hyötysuhteen laskeminen	15
6 Vertailu	17
6.1 Kompressorit	17
6.2 Turbiinit.....	19
6.3 Hyötysuhteet.....	20
7 Johtopäätökset	22
8 Yhteenveto	24
Lähdeluettelo	25
Liitteet	27

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset

E	Energia	MWh
p	paine	bar, Pa
P	teho	MW
q_m	massavirta	kg/s
R	ainekohtainen kaasuvakio	J/kgK
t	aika	h
T	lämpötila	°C, K
V	tilavuus	m ³
v	ominaistilavuus	m ³ /kg

Kreikkalaiset

Φ	lämpöenergia	MWh
η	hyötysuhde	%

Alaindeksit

t	turbiini
pk	polttokammio
k	kompressori
mp	matalapaine
kp	korkeapaine
is	isentropinen
I	isoterminen
D	Diabaattinen
A	Adiabaattinen

Lyhenteet

A-CAES	Adiabatic compressed air energy system
D-CAES	Diabatic compressed air energy system
I-CAES	Isothermal compressed air energy system

1 JOHDANTO

Uusiutuvien energiamuotojen käytön lisääntyessä on tärkeää saada säätövoimaloita, joilla voisi tasoittaa energian tuottoa silloin kun kulutus on suurinta, eivätkä uusiutuvat energiamuodot riitä tuottamaan riittävästi energiaa. Tuotannon huipputehon aikana, kun kulutus ei ole tuotannon tasolla, olisi hyvä saada energiaa varastoitua. Nykyiset varastointimenetelmät ovat veden pumppaaminen patoaltaisiin, sähkön varastointi akkuihin ja ilman pumppaaminen paineilmaparastoihin. (Uusiutuva energia 2018)

Paineilmatoimisia varastoja käytetään ottamalla ylimääräistä energiaa verkosta. Varastosta energia tuodaan kulutuspiikkien aikana käyttöön. Paineilmavarasto on nopeatoiminen ja siksi se sopii hyvin säätöenergian lähteeksi. Suurissakin laitoksissa saadaan maksimiteho käyttöön minuuteissa.

Tässä työssä tavoitteena on käsitellä paineilmatomisia sähkövarastoja ja vertailla niiden hyötysuhteita. Käsiteltäviä varastoja ovat adiabaattinen, diabaattinen ja isoterminen paineilmaparasto. Työssä kerrotaan ensin yleisesti paineilmatomisia sähkövarastoja ja tämän jälkeen esitellään käsiteltävät varastotyypit. Kompressorien ja turbiinien tehot lasketaan ja näiden avulla lasketaan hyötysuhteet. Hyötysuhteiden avulla varastoja vertailaan.

2 YLEISTÄ

CAES-järjestelmällä (Compressed Air Energy Storage) voidaan varastoida energiaa suuriin maanalaisiin onkaloihin. Energia varastoidaan onkaloihin paineilmalla, jota myöhemmin voidaan hyödyntää sähköntuotannossa. (Esa, n.d.b)

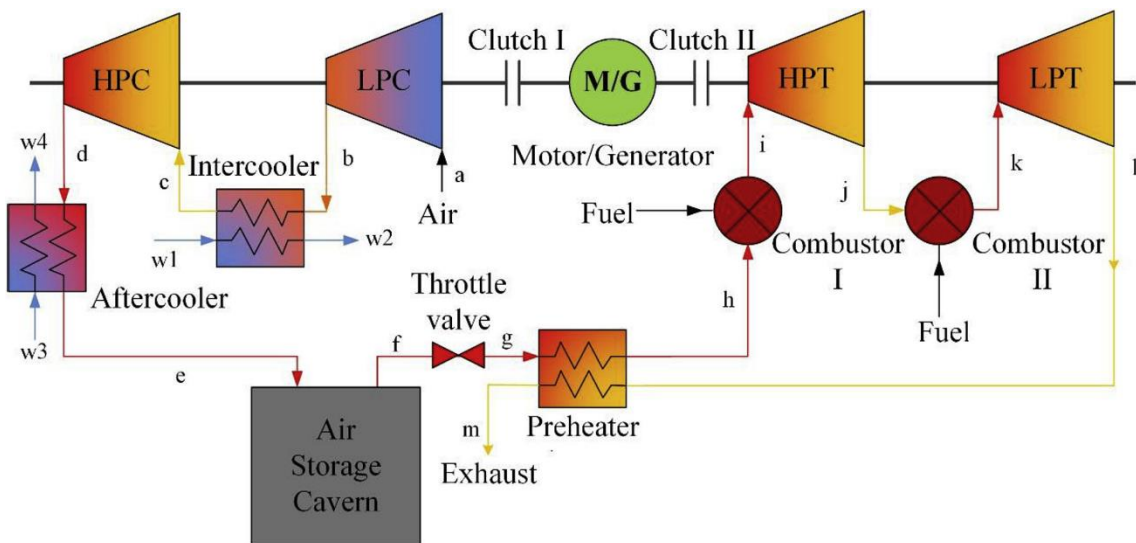
Tällä hetkellä maailmassa on kaksi toimivaa suuren kokoluokan laitosta; yksi Saksassa ja yksi Yhdysvalloissa. Molemmat laitokset ovat diabaattisia CAES-laitoksia, joissa paineilma kuumennetaan kaasuturbiinissa. Pienempiä pilottihankkeita on jo muistakin laitoistyypeistä. (Esa, n.d.b)

Uudemmissa laitoksissa ei enää käytetä ylimääräistä polttoainetta vaan hyödynnetään lämpövarastoa paineilman lämmittämiseen. Uudemmat laitoistyytit ovat AA-CAES eli Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage ja I-CAES eli Isothermal Compressed Air Energy Storage. Uudemmat laitokset toimivat sähköverkon hukkaenergialla ja niistä energia hyödynnetään sähkön kulutuksen huippuaikana. (Esa, n.d.b)

3 DIABAATTINEN

D-CAES eli diabaattinen CAES-järjestelmä on ainoa käytössä oleva CAES-laitostyyppi. Diabaattisessa laitoksessa kompressoreissa syntyvä lämpö poistetaan ilmakehään. Kun aloitetaan energiantuotto, paineilma on lämmitettävä polttokammiossa ennen turbiinia. Yleisimpänä polttoaineena on maakaasu, mutta muitakin polttoaineita voidaan käyttää. (Esa, n.d.b)

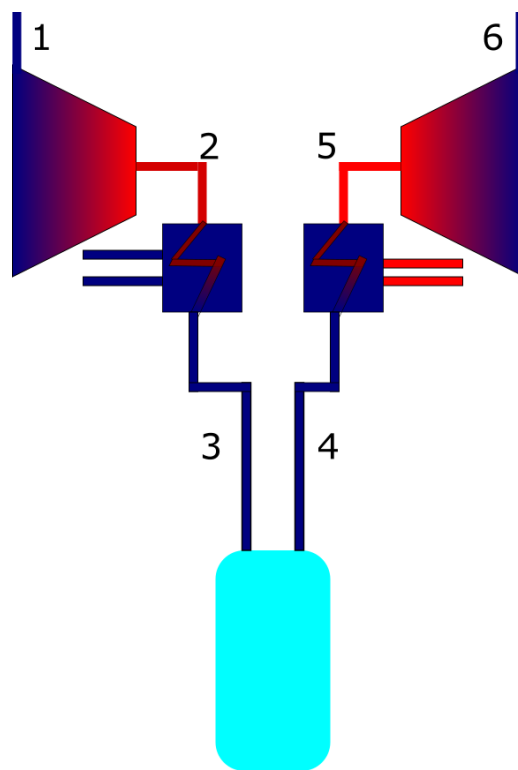
Kuvassa 1 on diabaattisen CAES-järjestelmän prosessikuvaaja. Kuvassa hyötyilman kierto tapahtuu a-m välillä ja kompressorien välijäähdytys tapahtuu kohdissa w1-w2 ja w3-w4. Kuvaajassa on kaksi kompressoria ja kaksi turbiinia kompressorit ovat HPC (High pressure compressor), LPC (Low pressure compressor), turbiinit ovat HPT (high pressure turbine) ja LPT (Low pressure turbine). (Zhao et al. 2015)



Kuva 1. D-CAES järjestelmä kahdella kompressorilla, turbiinilla ja polttokammioilla (Zhao et al. 2015)

Kuvassa 1 oleva prosessi kuvaaja on reaalin D-CAES laitos. Tässä työssä käytetään laskuissa yksinkertaistettua versiota D-CAES järjestelmästä, mikä näkyy kuvassa 2. Kuvassa numero 2 olevat tilapistet ovat ulkoilma ennen kompressoria (1), kompressorin jälkeen (2), ennen paineilmaparastoa (3), ennen lämmöntuontia (4), lämmöntuonnin jälkeen (5) ja paluu ulkoilmaan (6).

Diabaattinen CAES-järjestelmä ei vaadi kahta kompressoria ja turbiinia. Ne kuitenkin parantavat hyötysuhdetta ja helpottavat niiden valmistusta, joten niitä on usein käytössä. Vertailussa on myös muun tyyppisiä laitoksia, koska kahdesta toiminnassa olevasta laitteesta ei voida vielä tehdä johtopäätöksiä asioiden yleisyyteen.



Kuva 2 yksinkertaistettu malli D-CAES järjestelmästä

Kuvan pisteessä yksi ulkoilma saapuu kompressorin 293 K asteen lämpötilassa. Pisteessä kaksi kuuma ilma siirretään lämmönvaihtimeen, jossa siitä poistetaan ylimääräinen lämpö. Pisteessä kolme viilennetty ilma vieään paineilmaparastoon. Pisteessä neljä vieään paineilmaparastosta ilma lämmönvaihtimeen, jossa ilma lämmitetään samaan lämpötilaan, kuin kompressorista poistuva ilma. Pisteessä 6 ilma poistuu ilmanpaineessa kompressorista.

3.1 D-CAES järjestelmän hyötysuhteen laskeminen

D-CAES järjestelmän hyötysuhdetta laskettaessa tarvitaan kompressorien käyttämä energia, turbiinien tuottama energia ja polttokammion kuluttama energia. D-CAES järjestelmässä oletetaan putkiston ja ilmavaraston häviöt mitättömän pieniksi, koska ne muuttavat kaikkien kolmen varastotyypin hyötysuhteita samassa suhteessa. (Pumput, puhaltimet ja kompressorit 2018)

$$\eta = \frac{E_t}{E_{pk} + E_k} \quad (1)$$

$$t_1 = \frac{V}{q_m \cdot 60^2 \cdot v} \quad (2)$$

$$t_k = \left(1 - \frac{v_{kp}}{v_{mp}}\right) t_1 \quad (3)$$

Yhtälö 1 on hyötysuhteen kaava, jossa jaetaan hyödyksi saatu energia käytetyllä energialla. Hyödyksi saatu energia on turbiinin tuottama energia jaettuna kompressorin ja polttokammion kuluttamalla energialla. Paineilmasäiliön täyttö- ja tyhjennysaika vaikuttavat kompressorin ja polttokammion kuluttamaan energiaan sekä turbiinin tuottamaan energiaan. Yhtälöillä 2 ja 3 lasketaan aika, joka kuluu paineilmaparaston täyttämiseen alimmasta käyttöpainesta maksimi paineeseen. Yhtälössä 2 V on paineilmaparaston tilavuus. Tilavuus jaetaan massavirralla, ominaistilavuudella ja muutetaan aika se-

kunneista tunneiksi. Aikana saadaan koko varaston täyttö ilmanpaineesta 70 bariin. Varaston käyttöaika lasketaan yhtälöllä 3. Yhtälössä 3 v_k on korkeamman paineen ominais-tilavuus ja v_m on matalamman paineen ominaistilavuus.

$$P_k = q_m R T_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4)$$

$$P_t = q_m C_p \Delta T \eta_{is} \quad (5)$$

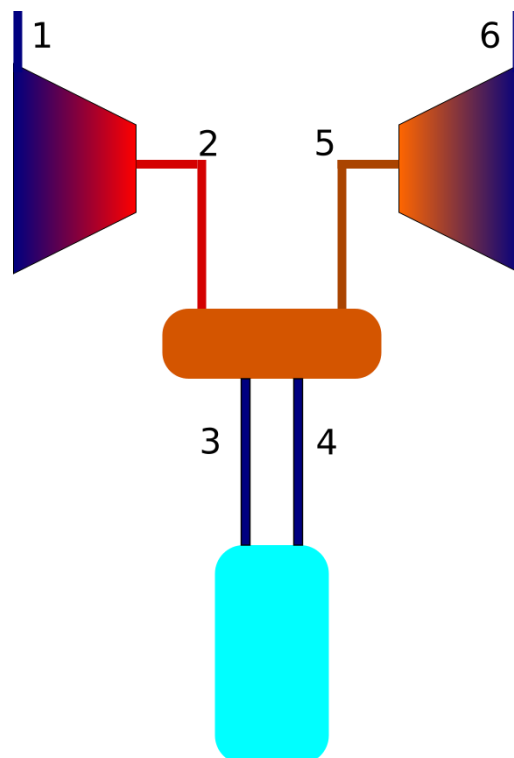
$$E = P t \quad (6)$$

Kompressorin teho lasketaan yhtälöllä 4. Yhtälössä q_m on massavirta, R on kaasuvakio ilmalle, T_1 on ulkoilmalämpötila, p_1 ulkoilman paine ja p_2 on kompressorin loppupaine. Kompressorin puristaa isentrooppisesti ja kaavassa $n = 1,4$. (Teknillinen termodynamiikka 2017) Yhtälöllä 5 lasketaan turbiinin teho. Yhtälössä q_m on turbiinin massavirta. C_p on ilman ominaislämpökapasiteetti, joka on otettu taulukosta keskimääräisessä lämpötilassa. η_{is} on turbiinin isentrooppinen hyötysuhde, joka on 90%. Laskuissa oletetaan, että on vain yksi kompressorin ja yksi turbiini. Kompressorin ja turbiinin tuottama energia lasketaan yhtälöllä 6. Yhtälössä P on teho ja t on aika.

4 ADIABAATTINEN

Lähteissä käytetään lyhenteitä A-CAES (Adiabatic Compressed Air Energy Storage) ja AA-CAES (Advance Adiabatic Compressed Air Energy Storage), mutta näissä kahdessa ero on käytännössä vain nimellinen. AA-CAES järjestelmä on siis adiabaattisesta CAES-järjestelmästä paranneltu versio. Selkeää rajaa AA- ja A-CAES järjestelmien välillä ei ole.

A-CAES järjestelmän suurin ero on D-CAES järjestelmään on, että kompressoreista tuleva lämpö otetaan talteen myöhemmin käytettäväksi. Kompressoreista poistettava lämpö varastoidaan lämpövarastoon. Lämpövarastosta lämpö vietään ennen paisuntaa ilmaan, jolloin ennen paisuntaa ei tarvitse polttaa maakaasua. (Esa, n.d.a)



Kuva 3 yksinkertaistettu A-CAES järjestelmä

Kuvassa 3 on yksinkertaistettu A-CAES järjestelmä. Pisteessä yksi ulkoilma tulee kompressoriin, jossa sen paine ja lämpötila kasvaa. Pisteessä 2 kuuma ilma siirtyy lämpövarastoon, josta siitä poistetaan ylimääräinen lämpö. Pisteessä 3 jäähdetty ilma siirtyy paineilmaparastoon. Kun energiaa ei haluta varastoida, vaan laitoksesta halutaan energiaa ulos, niin pisteessä 4 varastosta otetaan vakio massavirralla ilmaa, joka lämmitetään lämpövarastossa ennen turbiinia 600 K asteiseksi. Pisteessä 6 ilma poistuu turbiinista.

4.1 A-CAES järjestelmän hyötysuhteen laskeminen

A-CAES järjestelmän hyötysuhteen laskemisessa on huomioitava kompressoreista poistuva lämmön määrä ja verrattava sitä varastosta tuotavaan lämmön määrään. Lämpövarastosta otettavan lämmön pitää olla pienempi kuin sinne tuotavan lämmön, jotta laitos olisi toimiva. Kompressorilta pitää saada myös vähintään yhtä suuri lämpötila.

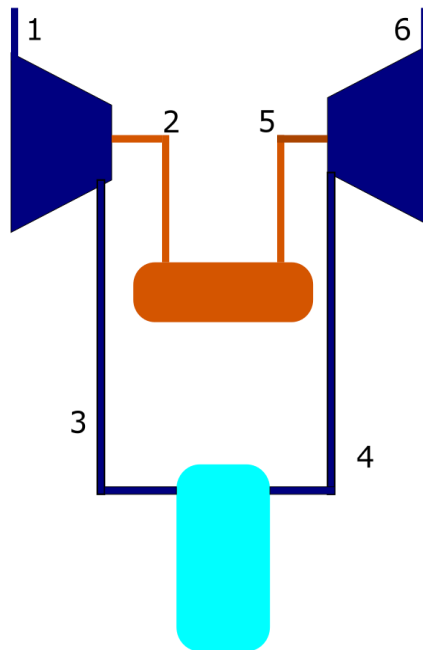
A-CAES järjestelmässä hyötysuhdetta nostaa kompressorissa tapahtuva lämmön talteenotto. Kompressorissa kerätään syntynyt lämpö ja se poistetaan lämpövarastoon. Lämpövarastojen tekniikan tuomien rajoitusten takia, sen lämpötila on noin 600K. (Esa n.d.a) Ennen turbiinia oleva lämpötila on pienempi kuin D-CAES järjestelmässä, mikä rajoittaa turbiinista saatavaa tehoa. Hyötysuhteen yhtälössä 1 hyödyksi saatu energia jaetaan kompressorin kuluttamalla energialla. Kompressorin teho lasketaan yhtälöllä 4 ja turbiinin teho lasketaan yhtälöllä 5. Kompressorin ja turbiinin tuottama energia lasketaan samalla tavalla kuin D-CAES järjestelmässä yhtälöillä 2, 3 ja 6. (Pumput, puhaltimet ja kompressorit 2018)

5 ISOTERMINEN

Isotermisen CAES-järjestelmän toimintaperiaate on hieman samanlainen, kuin adiabaattisen CAES-järjestelmän. Isotermisessä järjestelmässä lämpöä vietään koko puristusvaiheen aikana varastoon. Lämmön poistaminen kesken puristusvaiheen on haastavaa, mutta se toimii esimerkiksi veden tai tietyn tyyppisten öljyjen avulla. Nesteitä suihkutetaan hienona sumuna kompressoriin, jossa se sitoo lämpöä, pitäen prosessin lähes isotermisenä.

Isotermisestä CAES-järjestelmästä on olemassa toimiva pilottihanke, jonka teho on noin yksi megawatti. Pilottihanketta on tehnyt SustainX- niminen yritys, jonka projektin loppuselvitys valmistui 2015. SustainX:n kaupalliseen käyttöön tehty prototyyppi oli 1.5 MW ja sen rakentaminen alkoi 2013 ja saman vuoden loppuun mennessä oli tehty täyden tehon testit. Prototyyppi onnistui saavuttamaan 54% hyötysuhteen ja varaston kapasiteetti oli 1 MWh. SustainX-hankeessa on mäntätoiminen kompressori ja turbiini on korvattu sylinterillä ja männällä. (Esa n.d.cs)

Kuvassa 4 on I-CAES prosessin yksinkertainen kuvaaja. Pisteessä yksi ulkoilma tulee kompressoriin. Kohdassa kaksi on lämpövirta, joka poistetaan kompressorista tasaisesti puristusprosessin aikana ja siirretään lämpövarastoon. Kohta kolme on ilma ennen paineilmaparastoa. Kohdassa neljä on ilma ennen lämpövarastoa. Pisteessä 5 lämmitetystä väliaineesta siirretään lämpö turbiiniin ja pisteessä 6 ilma on laajentunut ympäristön paineeseen.



Kuva 4 I-CAES järjestelmä

5.1 I-CAES järjestelmän hyötysuhteen laskeminen

I-CAES järjestelmässäkin pätee samat oletukset laskujen yksinkertaistamiseksi eli että putkihäviöt ovat olemattomat, turbiinin ja kompressorin mekaaniset hyötysuhteet oletetaan häviävän pieneksi

$$P_{k,l} = [q_m RT_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)] / \eta_i \quad (7)$$

$$q_m h_1 + Q = q_m h_2 + P_t \quad (8)$$

$$Q = P_t * \eta_i \quad (9)$$

Laskuissa isotermisesti poistettu lämpö varastoidaan häviöttömästi ja tuodaan takaisin ennen turbiinia, jotta turbiinista saadaan enemmän tehoa. I-CAES järjestelmässä hyötysuhde lasketaan yhtälöllä 1, jossa kompressorin teho lasketaan yhtälöllä 7. Yhtälössä 7 q_m on kompressorin massavirta, R ilman kaasuvakio T sisääntulolämpötila. p_1 ja p_2 on kompressorin sisään- ja ulostulopaine. Turbiinin teho lasketaan turbiinin energiataseesta yhtälöillä 8 ja 9. Yhtälö 9 on sama yhtälö kuin 8, mutta yhtälöstä on ratkaistu turbiinin teho. Yhtälössä 9 P_t on turbiinin teho. q_m on turbiinille menevä massavirta. Entalpian muutos turbiinissa on $h_1 - h_2$, mikä on nolla koska turbiinissa ilman lämpötila on vakio. Tuotava lämpö yhtälössä on Q . Turbiinille tuotava lämpö lähestyy ideaalisessa tilanteessa, jolloin η_i lähestyy 1. Laskuissa käytetään arvoa 0,9, jotta saadaan paremmin vertailu kelpoisia tuloksia.. (Pumput, puhaltimet ja kompressorit 2018)

6 VERTAILU

Kaikkien järjestelmien laskuissa on oletettu samat häviöt, jotta vertailu onnistuu eri prosessityyppien välillä ja saadaan lähes ideaaliset hyötysuhteet. Putkistojen ja polttokammion painehäviö oletetaan pieniksi. Prosessit oletetaan myös lämpöeristetyiksi. Laskuissa oletetaan paine-, lämpö-, generaattorin-, turbiinin- ja kompressorin mekaaniset häviöt mitättömän pieneksi. A-CAES ja D-CAES järjestelmissä isentrooppihyötysuhde kompressoreille ja turbiineille on 90%. I-CAES järjestelmän laskuissa käytetään isotermistä hyötysuhdetta kompressorille ja turbiinille, mikä on sama 90 %, kuin isentrooppinen hyötysuhde. Laskuissa oletetaan myös ilman olevan ideaalikaasua laskujen yksinkertaistamiseksi.

Prosessityypeissä vertailu kohdennetaan kompressorissa tapahtuvaan puristukseen ja turbiineissa tapahtuvaan laajenemiseen. Paineilmavaraston koko ja massavirrat on Saksassa sijaitsevasta Huntorfin D-CAES järjestelmästä. Huntorfin laitoksessa paineilmavaraston koko on 300 000 m³. Käytetyt massavirrat ovat $q_{m,i}$ on 200 kg/s ja $q_{m,o}$ on 400 kg/s. (Crotogino 2001)

6.1 Kompressorit

Kompressorin käyttöaika lasketaan yhtälöillä 2 ja 3. Käyttöaikalaskuissa jätetään säiliöön 43 bar, jotta säiliön täyttöaika olisi käytännöllinen. Jos säiliön sisään menevää massavirtaa pienennetään, niin täyttöaika pitenee.

D-CAES ja A-CAES järjestelmissä lasketaan kompressorin teho yhtälön 4 avulla. I-CAES järjestelmässä kompressorin teho lasketaan yhtälöllä 7.

	T_1	T_2	T_5	T_6
D-CAES	20°C	806°C	806°C	95°C
A-CAES	20°C	806°C	600°C	20°C
I-CAES	20°C	20°C	20°C	20°C

Taulukko 1 Prosessien tilapisteiden lämpötilat

Taulukossa 1 on kriittisten tilapisteiden lämpötilat. T_1 on ulkoilma eli kompressorin sisään tulolämpötila. T_2 Kompressorin jälkeinen lämpötila. T_5 on lämpötila ennen turbiinia ja T_6 on lämpötila turbiinin jälkeen.

$$P_{k,D} = 200 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 293\text{K} \cdot \frac{1,4}{1,4 - 1} \left[\left(\frac{70 \text{ bar}}{1 \text{ bar}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]$$

$$P_{k,D} = 140\text{MW}$$

$$P_{k,I} = 200 \text{ kg/s} \cdot 293\text{K} \cdot \ln \left(\frac{70 \text{ bar}}{1 \text{ bar}} \right) / 0,9$$

$$P_{k,I} = 80 \text{ M}$$

D-CAES ja A-CAES järjestelmillä kompressoreiden teho on molemmilla sama 140 MW ja I-CAES järjestelmässä teho on 70 MW. SustainX:n prototyypin kompressorin hyötysuhteella kompressorin teho olisi noin 100MW. Kompressoreiden tehot kerrotaan ajalla, joka kuluu paineilmavaraston täyttämiseen 43 bar:ista 70 bar:iin. Aika lasketaan yhtälöillä 2 ja 3.

Ajalla kertomisen jälkeen saadaan yksikössä MWh, kuinka paljon energiaa kompressorit kuluttavat yhdellä säiliön täyttökerralla. D- ja A-CAES järjestelmien kompressorit kuluttavat molemmat 1700 MWh, mikä on lähes kaksinkertainen isotermiselle kompressorille. Isotermisen kompressorin käyttää vain 890 MWh energiaa paineilmavaraston täyttämiseen.

Kompressoreissa on otettava huomioon vielä tekniikan tuomat rajoitukset. Esimerkiksi täysin isotermisessä kompressorissa ei ole vielä kehitetty. Koska ei pystytä vielä täysin isotermiseen puristukseen, kasvaa siis kompressorin tehontarvetta ja hyötysuhde heikkenee.

Esimerkiksi SustainX:n 1 MW prototyyppi pääsi vain noin 50% isotermisen hyötysuhteeseen.

6.2 Turbiinit

Turbiinien tehot ja niistä saatava energia lasketaan yhtälöillä 2, 3, 5, 6 ja 9. D-CAES järjestelmässä turbiiniin menevä ilma on yhtä kuumaa kuin kompressorien jälkeinen ilma. A-CAES järjestelmässä lämpövarasto tekniikan rajoitteiden takia turbiiniin menevä ilma on 600K, mikä pienentää turbiinista saatavaa tehoa. I-CAES järjestelmässä turbiiniin menevä ilma on 293 K, mutta tuotavan lämmön avulla pidetään turbiinin lämpötila vakiona. D-CAES järjestelmässä turbiiniin tehoon otetaan mukaan vain paineilmavarastosta otettava ilma.

$$T_2 = (T_{2s} - T_1)/\eta_{is} + T_1 \quad (10)$$

Yhtälöllä 10 lasketaan D- ja A-CAES järjestelmien kompressoreiden loppulämpötila ennen lämmön poistoa. Yhtälöstä T_{2s} luetaan ilman HS- kuvaajasta, joka löytyy liitteestä A. Isentrooppisen hyötysuhteena käytetään 90%. Yhtälöllä 10 lasketaan isentrooppinen loppulämpö, jonka avulla voidaan laskea todellinen loppulämpötila isentrooppisen hyötysuhteen avulla. Loppulämpötilaa käytetään myös lämpötilana, johon ilman lämpötila D-CAES järjestelmässä nostetaan ennen turbiinia. A-CAES järjestelmässä lämpötila ennen turbiinia on 600K. I-CAES järjestelmässä ilma lämmitetään laajenemisen ajan ja lämpöenergia muuttuu tehoksi.

Turbiinien tehot lasketaan paloittain yhtälöllä numero 5. Turbiinien tehot lasketaan kolmessa osassa. Keskipaineet kohdille on 65,5 bar 56,5 bar ja 47,5 bar. Alla on laskettu auki D-CAES järjestelmän 65,5 bar lohkon tuottama teho ja siitä saatava energia

$$P_{t,D} = \frac{400\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{1091\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 648\text{K} = 280\text{MW}$$

$$E_D = 280\text{ MW} \cdot 6,2/3\text{ h} = 584\text{ MWh}$$

6.3 Hyötysuhteet

D-, A-, ja I-CAES järjestelmissä hyötysuhteiden laskemisessa käytetään kompressorien kuluttamaa energiaa ja turbiinin tuottamaa energiaa, mitkä on laskettu yllä. D-CAES järjestelmässä on huomioitu myös lämpö, joka pitää tuoda prosessin ulkopuolelta. Lämpö tuodaan häviöttömästi, samoin kuin lämpövarastoista tuodaan lämpöhäviöttömästi A- ja I-CAES järjestelmissä. Yhtälöllä numero 1 lasketaan hyötysuhteet, koska A- ja I-CAES järjestelmissä ei ole polttokammioita voidaan se niiden tapauksessa jättää pois.

$$\eta_D = \frac{1780\text{ MWh}}{3800\text{ MWh}} = 0,47$$

D-CAES järjestelmän hyötysuhde on 44 % A-CAES järjestelmän 41% ja I-CAES järjestelmän 81 %. Hyötysuhteita vertaillessa pitää ottaa myös huomioon I-CAES järjestelmän todellinen hyötysuhde. Tässä on laskettu vain ideaaliolosuhteissa. Todellisuudessa isotermissen laitoksen hyötysuhde nykyisellä tekniikalla on lähempänä A-CAES järjestelmän hyötysuhdetta. SustainX:n isotermissellä paineilmaparastolla saavutettiin noin 55 % hyötysuhde. (Bollinger 2015)

	P _k [MW]	P _t [MW]	E [MWh]	η
D-CAES	155	338	1784	44,4 %
A-CAES	155	132	789	41,1 %
I-CAES	71	143	798	81,0 %

Taulukossa 2 on luetteloituna kompressorien, turbiinien tehot, niistä saatava energia ja järjestelmien hyötysuhteet. D-CAES järjestelmän suurempi teho selittyy suuremmalla lämpötilalla turbiinin sisäänmenossa. D-, ja A-CAES järjestelmissä kompressorien teho voitaisiin pienentää useampivaiheisilla kompressoreilla. Jo kaksi vaiheinen kompressori pienentäisi huomattavasti tehon tarvetta.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Laskennassa alkuarvot ovat kaikille samat, samoin kuin kompressorien ja turbiinien määrä. Se vaikuttaa eri verran eri järjestelmien hyötysuhteeseen. Esimerkiksi adiabaattisessa järjestelmässä yksivaiheisen kompressorin lämmöstä saadaan pienempi osuus varastoitua. Koska varastoitu lämpö on ainoa asia, mistä tuodaan lämpöä, vaikuttaa ylimääräinen lämpö suhteessa enemmän.

D-CAES järjestelmässä kompressorin ylimääräinen lämpö ei vaikuta juurikaan sen hyötysuhteeseen. D-CAES järjestelmässä suurin hyötysuhteeseen vaikuttava tekijä on lämpö, jolla lämmitetään paisuva ilma.

I-CAES järjestelmän käytännön hyötysuhteen arvon laskeminen on hieman mutkikasta, koska vielä ei ole yhtään suuren mittakaavan voimalaa rakennettu. I-CAES järjestelmään vaadittavaan tekniikkaakaan ei ole vielä kovin laajasti tutkittu. Koska I-CAES järjestelmän teoreettinen maksimihyötysuhde lähestyy 1, käytettiin laskuissa isotermistä hyötysuhdetta. Isotermisenä hyötysuhteena käytin samaa 90 %, kuin isentrooppinen hyötysuhde.

Näiden kolmen varastotyyppin valinnassa ei voi katsoa vain ideaalitilan hyötysuhdetta ja olettaa kaikki häviöt olemattoman pieniksi. Esimerkiksi juuri isotermisellä laitoksella häviöitä on vielä nykytekniikalla paljon, koska ei ole vielä keksitty tehokasta tapaa poistaa lämpöä prosessin aikana. Yksi nykyisistä tavoista on suihkuttaa kompressoriin menevän ilman sekaan pieniä nestepisaraita. Pisarat sitovat itseensä lämmön, joka tapahtuu puristuksessa. On olemassa myös ripoihin perustuvia lämmön siirtimiä. Lämmön poisto ei ole todellisuudessa täydellistä, mikä lisää kompressorin tehoa jonkin verran.

Diabaattisessa järjestelmässä taas hyötysuhdetta heikentää polttokammion häviöt, Huntorfissa olevassa D-CAES järjestelmän hyötysuhde on 42%. Huntorfin laitoksessa on käytetty kaksivaiheista kompressoria, polttokammiota ja turbiinia, mikä lisää laitoksen hyötysuhdetta.

A-CAES järjestelmä on kohtuullisen yksinkertainen. Järjestelmässä on kompressori, lämpövarasto, paineilmaparasto ja turbiini. Häviöitä tulee tietenkin lämpövarastosta.

D-, A- ja I-CAES järjestelmien vertailussa I-CAES järjestelmällä ideaalitalanteessa on ylivoimaisesti paras hyötysuhde. Täysin ideaalisen I-CAES järjestelmän hyötysuhde on 1, mutta I-CAES järjestelmä ei kuitenkaan käytännössä pääse noin korkeaan hyötysuhteeseen. SustainX pilottihanke, joka valmistui 2013 pääsi vain noin 55 % hyötysuhteeseen.

Yksivaiheisella kompressorilla I-CAES järjestelmällä suurin hyötysuhde ja D-CAES toisena, mutta monivaiheisilla kompressoreilla A-CAES ohittaa hyötysuhteellansa D-CAES järjestelmän.

Jatkotutkimusidea olisi A-CAES tai I-CAES järjestelmä Posivan loppusijoituspaikkaan Onkaloon. Siellä olisi valmiina suuri luola, jossa tilavuus olisi järkevää kokoluokkaa. Samalla loppusijoitusten vartiointi on helppo toteuttaa, kun niiden päällä on voimalaitos

8 YHTEENVETO

CAES-järjestelmällä varastoidaan energiaa maanalaisiin onkaloihin. Energia varastoidaan paineilmalla ja sitä voidaan käyttää myöhemmin sähköntuotannossa. Tässä työssä käsiteltävät paineilmavarastot ovat diabaattinen, adiabaattinen ja isoterminen järjestelmä.

Tämän työn tavoitteena oli selvittää D-, A- ja I-CAES järjestelmien teoreettiset hyötysuhteet. Tämä suoritettiin laskemalla ensin kompressorien ja turbiinien tehot ja sitten hyötysuhteet. Laskuissa oletettiin laitojen teknisten tietojen olevan samat. Laitosten koko ja ilman massavirta oletettiin myös samoiksi. Laskut suoritettiin perusyhtälöiden avulla. Alkuarvoina käytettiin Huntorf-laitoksen arvoja, jotta lähtöarvot olisivat realistiset.

Tuloksien perusteella I-CAES järjestelmän hyötysuhde oli ylivoimaisesti paras. D- ja A-CAES järjestelmien välillä oli vain pieni ero. Lopputuloksena pieni ero oli hieman yllättäviä, sillä A-CAES järjestelmän hyötysuhde oli pienempi kuin D-CAES järjestelmän.

LÄHDELUETTELO

Bollinger Benjamin. 2015. Technology Performance Report: SustainX Smart grid Program.] [viitattu:7.3.2019] Saatavissa: <http://large.stanford.edu/courses/2015/ph240/burnett2/docs/bollinger.pdf>

Crotogino Fritz, Mohmeyer Klaus-Uwe, Dr.Scharf Roland. 2001. Huntorf CAES: More than 20 Years of Successful Operation.

(ESA n.d.a) Energy Storage Association (ESA). n.d. Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage. [viitattu 24.11.2018]. Saatavissa: <http://energystorage.org/advanced-adiabatic-compressed-air-energy-storage-aa-caes>

(ESA n.d.b) Energy Storage Association (ESA). n.d. Compressed Air Energy Storage, [viitattu 24.11.2018]. Saatavissa: <http://energystorage.org/compressed-air-energy-storage-caes>

(ESA n.d.c) Energy Storage Association (ESA). n.d. Isothermal CAES. [viitattu 24.11.2018]. Saatavissa: <http://energystorage.org/energy-storage/technologies/isothermal-caes>

Lückert Jasmin. 2016. Advancement of Operational Performance of the Huntorf CAES. Seminaari. Technische Universität Dresden.

System using axial turbines saatavissa: <https://www-sciencedirect-com.ezproxy.cc.lut.fi/science/article/pii/S0960148115301907?via%3Dihub>

Pumput, puhaltimet ja kompressorit, BH40A0201. 2018. Kurssimateriaali. Pekka Punnonen. [viitattu:7.3.2019]

Teknillinen termodynamiikka, BH20A0750. 2017. Kurssimateriaali. Tero Tynjälä. [viitattu 7.3.2019]

Uusiutuva energia, BH40A0101. 2018. Kurssimateriaali. Aki Grönman ja Antti Uusitalo.
[viitattu:7.3.2019]

Zhao Pan, Gao Lin, Wang Jiangfeng, Dai, Yipeng. 2015. Energy efficiency analysis and off-design analysis of two different discharge modes for compressed air energy storage

LITTEET

Liite A

