

Ville-Pekka Jokinen

## **KOKSAAMON PAINEILMAJÄRJESTELMÄN KEHITTÄMINEN**

# **KOKSAAMON PAINEILMAJÄRJESTELMÄN KEHITTÄMINEN**

Ville-Pekka Jokinen  
Opinnäytetyö  
Kevät 2014  
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma  
Oulun ammattikorkeakoulu

# TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu  
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma, energiatekniikka

---

Tekijä: Ville-Pekka Jokinen  
Opinnäytetyön nimi: Koksaamon paineilmajärjestelmän kehittäminen  
Työn ohjaajat: Pentti Huhtanen, Matti Kortesus  
Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2014  
Sivumäärä: 59 + 6 liitettä

---

Työssä tehtiin esiselvitys Raahen Rautaruukin koksaamolle hankittavalle ruuvi-kompressorille ja kartoitettiin koksaamon paineilmaverkkoa. Lisäksi selvitettiin mahdollisen Ruukin tehtaan voimalaitoksen ja koksaamon välisen yhdysputken rakentamisesta aiheutuvat kustannukset. Työ aloitettiin tammikuussa 2014 ja saatiin valmiiksi toukokuussa 2014.

Opinnäytetyön lähtökohta oli tehdä esiselvitys hankittavasta kompressoriyksiköstä, koska koksaamolla on tarkoituksena modernisoida paineilman tuottoa. Nykyiset kolme ruuvikompressoria ovat olleet koksaamon käyttöönotosta eli vuodesta 1987 alkaen käytössä. Uusina vaihtoehtoina ovat ruuvikompressorit GA132VSD ja GA160VSD. Kompressorit tulevat energiatehokkuudeltaan säästämään vuodessa noin 29 000 euroa verrattaessa nykyisiin kompressoreihin. Lisäksi on mahdollisuus ottaa optiona lämmöntalteenotto, jolloin säästöt nousevat noin 63 000 - 68 600 euroon vuodessa. Lämmöntalteenotolla saadaan kompressoreiden takaisinmaksuaikaa pienennettyä noin 11 - 14,5 kuukauteen.

Toisena kohtana selvitettiin koksaamon paineilmaverkkoa. Tarkoituksena oli tehdä virtausmittauksia ultraäänivirtausmittarilla ja selvittää eri osastojen paineilman käyttöä. Tämä supistettiin kahteen mittauskohteeseen, joista toinen oli tehtaalta tuleva typpilinja. Typpilinjan mittaus saatiin onnistumaan ja painehäviötarkasteluiden perusteella putkilinja on sopiva. Paineilmaverkon selvittelyä ei saatu tehtyä laitteiston ongelmien ja aikataulun vuoksi.

Kolmantena vaiheena oli tehdä kustannusanalyysi paineilmayhteydelle välille voimalaitos - koksaamo. Putken kooksi tulisi DN 200 ja pituutta noin 2,1 kilometriä. Tämän kokoluokan putki toimisi hyvänä säiliönä ja tasaajana paineilmalle. Kustannukset olisivat noin puoli miljoonaa euroa.

---

Asiasanat: koksaamo, kompressori, paineilma, pneumatiikka, ultraääni

## ALKULAUSE

Opinnäytetyö on tehty Oulun ammattikorkeakoulun kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelman opinnoissa kevään 2014 aikana. Toimeksiantaja oli Ruukki Metals Oy, ja toimeksianto tehtiin Rautatruukki Oyj:n Raahen terästehtaan koksaamolaitokselle. Työn ohjaajana toimeksiantajan puolelta toimi kunnossapito- ja kehitysinsinööri Matti Korteso. Ohjaavana opettajana toimi Pentti Huhtanen Oulun ammattikorkeakoulun tekniikan yksiköstä.

Työn ohjaajan Matti Kortesuon kanssa pidettiin aloituspalaveri kompressorin esiselvittelyn sisällöstä, paineilma-verkon kartoitusmenetelmistä ja mahdollisen voimalaitos - koksaamo-välisen paineilmayhteyden selvittelystä. Ohjaavan opettajan kanssa pidettiin aloituspalaveri kompressoriin ja paineilma-verkkoon liittyvästä työn teoriasisällöstä. Tämän jälkeen toimeksiantajan tiloissa koksaamon toimistolla pidettiin yhteinen aloituspalaveri, joka käsitteli tarkemmin työn sisältöä.

Haluan kiittää Ruukki Metalsia kiinnostavasta ja monipuolisesta opinnäytetyöaiheesta. Erityiskiitokset työn ohjaajalle Matti Kortesuolle, joka ammattitaidolla ohjasi opinnäytetyötä oman työnsä ohessa. Kiitokset myös kehitysinsinööri Pekka Myllymäelle ja muulle koksaamon toimiston työntekijöille, jotka auttoivat työn loppuun saattamisessa. Lisäksi haluan kiittää Atlas Copcon piiripäällikköä Teemu Puontia, joka perehdytti kompressorin toimintaan, ja toimitusjohtaja Eero Heikkilää FinnPri Oy:sta, jonka kanssa teimme ultraäänivirtausmittauksia. Kiitokset neuvoista myös ohjaavalle opettajalle Pentti Huhtaselle, joka kommentoi työn kirjallista osuutta.

Oulussa 6.5.2014

Ville-Pekka Jokinen

# SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ALKULAUSE	4
SISÄLLYS	5
SANASTO	7
1 JOHDANTO	8
2 KOKSAAMON HISTORIA JA TUOTANTOPROSESSI	9
2.1 Koksaamon historia	9
2.2 Koksaamon tuotantoprosessi	9
3 PAINEILMA	11
3.1 Ilman termodynamiikka	11
3.2 Ilman kokoonpuristuminen	12
3.3 Ilman kosteus	12
4 PAINEILMAN TUOTTO, JÄLKIKÄSITTELY JA SIIRTO	13
4.1 Paineilmakeskus	13
4.2 Kompessorit	13
4.2.1 Kineettisesti puristuva kompressori	13
4.2.2 Staattisesti puristuva kompressori	14
4.2.3 Ruuvikompressorit	14
4.3 Tuoton säätö	15
4.4 Paineilman epäpuhtaudet ja niiden suodatus	16
4.4.1 Öljyn suodatus	17
4.4.2 Paineilman kuivaaminen	17
4.6 Paineilman siirto	17
4.6.1 Paineilmaverkko	18
4.6.2 Putkiston mitoitus ja painehäviöt	19
4.6.3 Vuodot ja niistä syntyvät kustannukset	21
5 ULTRAÄÄNIVIRTAUSMITTAUS	22
5.1 Ultraääni	22
5.2 Ultraäänimittaukseen vaikuttavia tekijöitä	23
5.3 Clamp On -ultraäänivirtausmittaus	23
5.4 Ultraäänivirtausmittaus Clamp On -mittareilla PT878GC-01 ja CTF878	24

5.3.1 Mittauskohdan valinta putkistosta	25
5.3.2 Putken esivalmistelut ennen mittausta	25
6 RUUVIKOMPRESSORI TAMROCK 650 EA	27
6.1 Tamrock 650 EA	27
6.2 Kompressoriasema Tamrock 650 EA:n mittaukset	28
7 RUUVIKOMPRESSORIT GA132VSD-8,5 JA GA160VSD-8,5	31
7.1 Ruuvikompressori GA132VSD-8,5:n tekninen esittely	31
7.2 GA132VSD-8,5:n simulointi ja tuloksien tarkastelu	32
7.3 Ruuvikompressori GA160VSD-8,5:n tekninen esittely	34
7.4 GA160VSD-8,5:n simulointi ja tuloksien tarkastelu	36
7.5 GA132VSD- ja GA160VSD-kompressoreiden jäähdytysjärjestelmä ja sen toteutus	37
7.5.1 Jäähdytysveden laatuvaatimukset	37
7.5.2 GA132-160VSD-kompressorin jäähdytysveden kierron toteutus	41
7.4 GA132VSD- ja GA160VSD-ruuvikompressorin asennusehdotus	46
7.6 GA132VSD- ja GA160VSD-ruuvikompressoreiden vertailua	48
8 KOKSAAMON PAINEILMAVERKKO JA MITTAUSOHDAT	51
8.1 Koksaamon paineilmaverkko	51
8.2 Paineilmaverkon mittauskohdat	51
9 PAINEILMAVERKON MITTAUSTULOKSET JA NIIDEN TARKASTELU	52
9.1 Puhallin- ja kompressorihuone - kuivasammutuslaitos DN 150	52
9.2 Tehtaalta tuleva typpilinja DN 100	52
10 RUUKIN TEHTAAN VOIMALAITOKSEN JA KOKSAAMON VÄLINEN PAINEILMAN YHDYSTYPUTKI	54
11 YHTEENVETO	55
LÄHTEET	57
LIITTEET	59

## SANASTO

$\Delta$	delta
FAD	Free Air Delivery, ilman tuotto l/s
kevennysajo	kompressori tyhjäkäynnillä
kuormitusajo	kompressori tuotannossa
$\lambda$	lambda
LTO	lämmöntalteenotto
v	nyy
ppm	Parts Per Million (miljoonasosa)
Re	Reynoldsin luku
$\rho$	rhoo

# 1 JOHDANTO

Tämä opinnäytetyö tehtiin Ruukki Metals Oy:n Raahen tehtaan koksaaomon paineilmajärjestelmän kehittämiseksi. Työssä selvitetään uuden kompressorin vaikutusta energiatehokkuuteen ja paineilman riittävyteen. Paineilmaverkoston kunto ja mitoitus tulee selvittää uutta käyttöä ajatellen. Lisäksi työssä selvitetään koksaaomon ja voimalaitoksen välisen paineilmayhteyden kustannukset. (Liite 1.)

Paineilmaverkoston ongelmana ovat nykyisen kolmen kompressorin tuotannossa energiatehokkuus ja paineilman riittävyys. Kompressoreista kaksi käy koko ajan ja kolmas toimii kevennyksellä. Paineilman tuottoa modernisoimalla hankitaan uusi, taajuusmuuttajakäyttöinen ruuvikompressori. Työssä tehdään esiselvitys kyseisestä laitteistosta.

Koksaamolla toimii oma paineilmaverkko, joka ei ole yhteydessä tehtaan verkkoon. Verkoston kuntoa ja mitoitusta ei ole selvitetty koksaaomon käyttöönoton jälkeen. Ongelmana on tietämättömyys siitä, minkä verran paineilmaa menee eri osastoille. Verkoston tilaa selvitetään paine- ja virtausmittauksin. Työssä selvitetään muun tehtaan välisen paineyhteyden tarve ja sen kustannukset.

Rautaruukki Oyj perustettiin vuonna 1960, ja vuodesta 2004 konserniin kuuluvat yhtiöt ovat käyttäneet markkinointinimeä Ruukki. Nykyään koko konserni kattaa rakentamisen ja konepaja- sekä teräsliiketoiminnot. Kuluvalla vuosikymmenellä Ruukki on keskittänyt strategisia toimipisteitä. Vuonna 2012 Ruukin konepajaliiketoiminta yhdistettiin Komasin kanssa uudeksi Fortaco-nimiseksi yhtiöksi. Vuonna 2013 Ruukin rakentamisliiketoiminta eli Ruukki Production jaettiin kahteen liiketoiminta-alueeseen: rakentamisen tuotteen eli Ruukki Building Products ja Rakentamisen projektit eli Ruukki Building Systems. Ruukki Metalsin painopiste siirtyi yhä enemmän erikoisteräksiin. (1.)



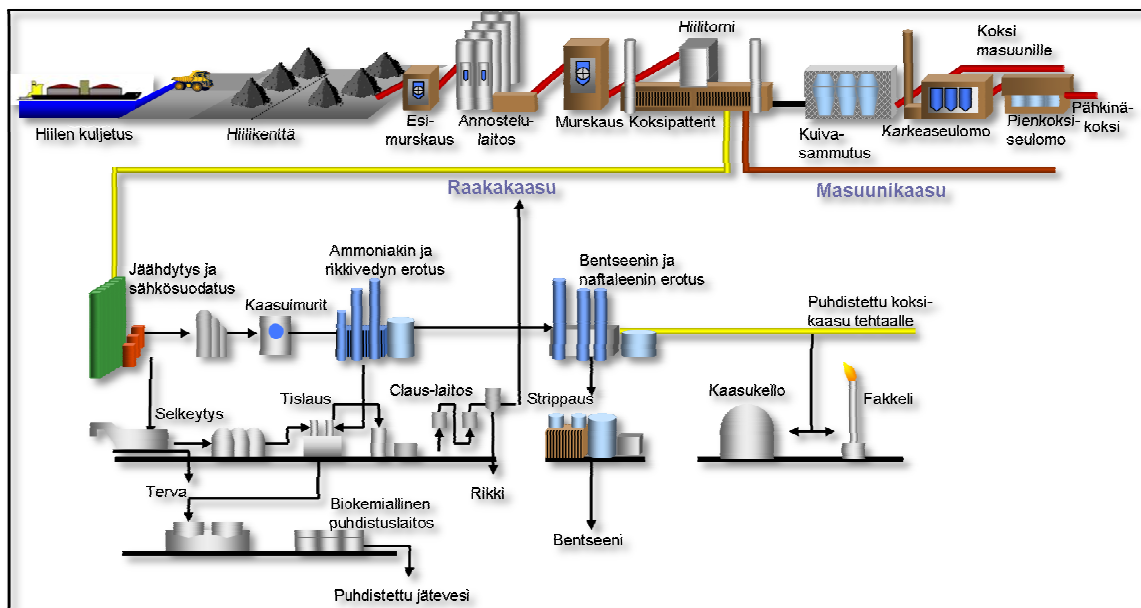
## 2 KOKSAAMON HISTORIA JA TUOTANTOPROSESSI

### 2.1 Koksaamon historia

Koksaamo on Raahen Rautaruukin erillinen tuotantolaitos, jossa tuotanto aloitettiin lokakuussa vuonna 1987. Koksaamon tuotantoprosessin sivutuotelaitokset eli bentseeni- ja rikinpoistolaitokset otettiin käyttöön syyskuussa 1992, ja saman vuoden marraskuussa toinen koksipatteri aloitti tuotannon. (2, s. 1.)

### 2.2 Koksaamon tuotantoprosessi

Koksaamon päätuote on kivihiilestä kuivatislattu koksi. Koksia käytetään masuunin polttoaineena ja brikkettien valmistuksen raaka-aineena. Kaikki valmistettava koksi käytetään Raahen tehtaalla. Prosessin kulku on havainnollistettu kuvassa 1, ja sen aikana syntyy sivutuotteina koksikaasua, kivihiilitervaa, bentseeniä ja rikkiä. (3, s. 10.)



KUVA 1. Koksiprosessi ja sivutuotelaitokset (3, s. 2)

Koksaamon raaka-aineena käytetään viiden lajin rikastettua kivihiiltä. Sitä ostetaan pääasiassa Pohjois-Amerikasta, josta se tuodaan meriteitse Raahen. Kivihiili säilötään hiilikentällä, jonka kapasiteetti on 300 000 - 400 000 t. Esimurskattu kivihiili kuljetetaan kuljettimia pitkin annostelulaitokselle, jossa se säilötään

kymmeneen, kapasiteetiltaan 750 t:n silloon. Sillojen alla olevat hihnasyöttimet annostelevat kivihiilen usean lajin seokseksi, joka kuljetetaan rinnakkaisilla hihnakuuljettimilla murskaamolle.

Murskaamo on varustettu kahdella vasara- ja yhdellä häkkimurskaimella. Murskaimet hienontavat kivihiilen raekokoon 2,35 mm. Murskattu kivihiili kuljetetaan patteriston hiilitorniin, jonka kapasiteetti on 1 900 t kivihiiltä, mikä vastaa puolen vuorokauden kulutusta. Hiilitornista kivihiili ajetaan panostusvaunulla koksipatteriuuniin, joita on yhteensä 70. Uunissa kivihiili lämmitetään noin 1 050 °C:seen, jolloin haihtuvat ainesosat poistuvat ja kivihiili muuttuu lujaan kappalemuotoon koksiksi.

Koksipatteriuunilta koksi ajetaan siirtovaunulla kuivasammutuslaitokselle, jossa sitä jäähdytetään pääasiassa tyypellä. Jäähdytetty koksi siirtyy seulottavaksi, joka on koksaaon viimeinen prosessivaihe. Seulottavat tuotteet ovat koksi, pähkinäkoksi, murskekoksi, koksihiekkä ja koksipöly. (3, s. 1 - 10.)

### 3 PAINEILMA

Pneumatiikalla tarkoitetaan paineilman käyttöön perustuvaa tekniikkaa. Käyttökohteina ovat aineiden siirtäminen, sekoittaminen, maalaaminen ja puhdistaminen työilman käyttövoimana teollisuudessa. Paineilman käyttö on hyvin laajaa ja arvioiden mukaan jopa 5 % teollisuusmaiden tuottamasta sähköstä kuluu paineilman tuottamiseen. (4, s. 7.)

#### 3.1 Ilman termodynamiikka

Termodynamiikan peruskäsite on systeemi, joka on yksikäsitteisesti rajattu kohde kuten laitos, rakennus, laitteisto, kone tai näiden osa. Systeemin ulkopuolella olevaa maailmaa kutsutaan ympäristöksi, jonka erottaa rajapinta. (5, s. 11.)

Systeemin energiavaraston muuttuessa tapahtuu energiaperusteen mukaan energialiikennettä systeemin ja ympäristön välillä. Tätä seinämien läpi tapahtuvaa liikennettä on kahdenlaista: työtä ja/tai lämpöä. Systeemi voi olla avoin tai suljettu. Avoimessa systeemissä termodynaaminen prosessi tapahtuu virtaavassa aineessa, ja suljetussa systeemissä muuttuva energialaji on terminen sisäenergia. Termodynamiikka sisältää tilasuureita, joiden arvo riippuu järjestelmän tilasta. Näitä ovat muun muassa lämpötila  $T$  [K], tiheys  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>], paine  $p$  [N/m<sup>2</sup>], massa  $m$  [kg], tilavuus  $V$  [m<sup>3</sup>], sisäenergia  $U$  [J] ja entalpia  $H$  [J]. (5, s. 21, 24.)

Tilasuureiden ideaalikaasun tilanyhtälö lasketaan kaavalla 1 (4, s. 12).

$$p V = m R T$$

KAAVA 1

$p$  = absoluuttinen paine [N/m<sup>2</sup>]

$V$  = tilavuus [m<sup>3</sup>]

$m$  = kaasun massa

$R$  = yleinen kaasuvakio [8,31451 J/(molK)]

$T$  = absoluuttinen lämpötila [K] (4, s. 12)

Tilanyhtälö kirjoitetaan usein kaavan 2 muodossa (4, s. 12).

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2}$$

## KAAVA 2

Termodynamiikan tilasuureiden siirtymistä tasapainotilasta toiseen tasapainotilaan kutsutaan prosessiksi. Kaavasta 2 yhden ollessa vakio, supistuu arvo pois ja saadaan kahden suureen väliset suhteet, joita ovat

- isobaarinen, jolloin paine pysyy vakiona
- isoterminen, jolloin lämpötila pysyy vakiona
- isokoorinen, jolloin tilavuus on vakio
- adiabaattinen, jolloin lämmönsiirtoa ei tapahdu ympäristön kanssa
- polytrooppinen. (4, s.12.)

### 3.2 Ilman kokoonpuristuminen

Ilmaa puristamalla tehdään työtä, jolloin ilman sisäinen energia ja työkyky lisääntyvät. Todellisia puristusprosesseja kutsutaan polytrooppisiksi puristuksiksi. Siinä osa puristustyöstä poistuu lämpönä ympäristöön ja loppuosa jää lisäämään ilman sisäistä energiaa. Ilman lämpenemisen vuoksi syntyy paljon lämpöhäviöitä. Tämän takia kompressorilla tuotettu paineilma on kannattavinta tehdä useassa puristuksessa ja jäähdyttää puristuksien välillä. Paineilma ei ole ideaalinen käyttövoima suurta tehonsiirtoa vaativiin sovelluksiin, kun otetaan huomioon kitka-, vuoto- ja paisuntahäviöt. Tällöin todellinen hyötysuhde voi jäädä jopa alle 5 %:n. (4, s. 29; 6, s. 16 - 17.)

### 3.3 Ilman kosteus

Ilma on kuivan ilman ja vesihöyryn seos, jonka kosteus voi vaihdella laajalla säteellä. Absoluuttisen kosteuden suurin arvo on maksimikosteus, jolloin tietyssä lämpötilassa vesi on kokonaan höyrynä. Vesihöyry alkaa tiivistyä vedeksi, jos absoluuttinen kosteus pyrkii nousemaan tai lämpötila laskemaan. (4, s. 39 - 40.)

## 4 PAINEILMAN TUOTTO, JÄLKIKÄSITTELY JA SIIRTO

### 4.1 Paineilmakeskus

Paineilmakeskuksella tarkoitetaan yleensä erillistä huonetta tai huoneen osaa. Siellä sijaitsee useimmat seuraavista laitteista: kompressorit, ilmasäiliöt, jälki-jäähdyttimet, jäähdytyskuivaimet, suodattimet, puhaltimet, sähkökaapit ja lämmöntalteenottolaitteet. (4, s. 41.)

Laitteiston valintaan vaikuttavat kulutuskohteen vaatimukset, joita ovat

- paineilman tuotto
- paineilman kulutus
- käytettävä työpaine
- paineilman laatu
- järjestelmän laajennettavuus
- käyttövarmuus. (4, s. 41.)

Nykyteknologian kehittymisen seurauksena yleisimmin käytetään valmiita kompressoriyksiköitä, jotka sisältävät kompressorin, jälkikäsitteilylaitteiston, automatiikan ja käynnistystoiminnot. Laitekokonaisuudet voivat olla eristettyjä niin ääneltä kuin pölyltäkin, joten ne voidaan asentaa suoraan työtiloihin. (4, s. 41.)

### 4.2 Kompressorit

Kompressori on laite, joka ahtaa kaasua tai ilmaa sisälleen. Tämän jälkeen se nostaa väliaineen painetta, jotta loppupaine olisi vähintään kaksinkertainen. Kompressorit jaetaan kahteen ryhmään staattisen ja kineettisen puristuksen perusteella. Tässä työssä tehdään esiselvitystä staattisesti puristuvasta ruuvi-kompressorista. (4, s. 43.)

#### 4.2.1 Kineettisesti puristuva kompressori

Kineettisessä kompressorissa ilma virtaa nopeasti pyörivään juoksupyörään, jossa se kiihtyy suureen nopeuteen. Tämän jälkeen kaasu purkautuu johtolaitteeseen, jossa kineettinen energia muuttuu staattiseksi paineeksi. Useimmat kineettiset kompressorit ovat niin sanottuja turbokompressoreita, joiden jaottelu

tehdään rakenteen perusteella joko radiaali- tai aksiaalikompressoreihin. Kaikki tämän luokan kompressorit soveltuvat suurten tilavuusvirtojen tuottamiseen. (6, s. 20.)

#### **4.2.2 Staattisesti puristuva kompressor**

Staattisesti puristuvassa kompressorissa ilma virtaa yhteen tai useampaan painekammioon, jotka sulkeutuvat tulopuolelta. Kammioiden tilavuutta pienennetään asteittain kasvattamalla staattista painetta. Paineen saavutettua suunniteltu painesuhde venttiili avautuu ja ilma purkautuu paineliitännän kautta ulkokiertoon. (6, s. 20.)

Staattisesti puristuvat kompressorit voidaan jaotella rakenteen perusteella mäntäkompressoreihin, yksiroottoriin kompressoreihin ja kaksiroottoriin kompressoreihin. Mäntäkompressoreita ovat yksivaiheinen, kaksivaiheinen, sokkelotiivisteinen ja kalvotyypinen mäntäkompressor. Yksiroottorisia kompressoreita ovat siipi- ja nesterengas- sekä lamellikompressorit. Kaksiroottorisia kompressoreita ovat ruuvi- ja hammaspyöräkompressorit sekä Z-ruuvikompressorit. Yleisimmät staattisen puristuksen kompressoreita ovat ruuvi- ja mäntäkompressorit. (6, s. 21.)

#### **4.2.3 Ruuvikompressorit**

Ruuvikompressorin toimintaperiaate kehitettiin 1930-luvulla. Tavoitteena oli saada pyörivälle kompressorille eri kuormitusolosuhteissa tasainen tuotto suureholla tilavuusvirralla. (4, s. 44.)

Kaksiruuvisen ruuviyksikön tärkeimmät osat ovat ruuvi- ja luistiroottorit, jotka ovat rynnössä keskenään. Ilma tulee ruuvien uriin imuaukosta ja roottorien pyöriessä yhteys imuaukkoon sulkeutuu. Ruuvien pyöriessä erisuuntiin tilavuus pesän ja roottorin välillä pienenee. Tämän jälkeen ilma johdetaan paineaukkoon. Jokaisella ruuviyksiköllä on kiinteä painesuhde, joka riippuu ruuvien pituudesta, noususta ja paineliitännän muodosta. (6, s. 34.)

Ruuvikompressoreita ei ole varustettu venttiileillä, eivätkä mekaaniset voimat aiheuta epätasapainoa. Tämän johdosta pienillä ruuviyksikön ulkomitoilla voi-

daan käyttää suurta pyörintänopeutta ja saavuttaa suuri tuotto. Ruuvikompressorit jaotellaan öljyttömiin ja voideltuihin kompressoreihin. (4, s. 45.)

### **Öljyttömät ruuvikompressorit**

Öljyttömät ruuvikompressorit eivät nimensä mukaisesti käytä jäähdytykseen ja voiteluun öljyä. Ruuvikompressorin roottorit eivät ole missään vaiheessa kosketuksissa toisiinsa tai rungon kanssa. Niiden välissä on muutaman sadasosamillimetrin vällys kompensoimassa mahdollisia valmistusvirheitä, roottoreiden taipumaa ja lämpölaajenemista. Täten tuotettu paineilma on täysin öljytöntä.

Ensimmäiset ruuviyksikön roottorit olivat profiililtaan symmetrisiä, mutta 1960-luvulla esiteltiin profiililtaan epäsymmetriset roottorit. Uusi roottorin malli mahdollisti paremman hyötysuhteen ja pienemmät sisäiset häviöt. Teollisuudessa öljytöntä vaihtoehtoa käyttävät esimerkiksi elintarviketeollisuus ja matkapuhelinvalmistajat. (4, s. 46; 6, s. 34.)

### **Voidellut ruuvikompressorit**

Voideltuihin ruuvikompressoreihin öljyä suihkutetaan kompressorin puristustilaan ja usein myös laakereille. Voiteluaine toimii ruuvikompressorin jäähdyttäjänä liikkuville osille, estää ilman sisäisen paineen nousua ja pienentää sisäisiä vuotoja. Nykyään yleisin voiteluaine on öljy, sen hyvän voitelukyvyn ja tiiviiste käytön vuoksi. Myös vesi soveltuu käytettäväksi, mutta sen pienen kinemaattisen viskositeetin vuoksi, se ei sovellu voiteluun.

Teollisuudessa voideltuja ruuvikompressoreita käyttävät esimerkiksi metalliteollisuus. Voidellun ruuvikompressorin osat voidaan valmistaa korkeisiin painesuhteisiin. Yleensä yksivaiheinen puristus on riittävä, jossa paine voi kohota 14 bariin tai jopa 17 bariin. (4, s. 46 - 47; 6, s. 37.)

### **4.3 Tuoton säätö**

Paineilmalaitteiden oikein toimivuuden kannalta olisi tärkeää, että tuotettu paineilma olisi mahdollisimman tasaista. Tämän vuoksi kompressoriyksikkö vaatii säätöjärjestelmän, joka optimoi kompressorin energiankulutusta ja säätää paineilman tuottoa. (6, s. 52 - 53.)

Energian kulutus vie noin 80 % koko kompressorin elinkaari kustannuksista, jonka takia säätöjärjestelmän valinta täytyy tehdä huolellisesti. Valintaan vaikuttavat kompressorin tyyppi, sallitun paineen ja ilman kulutuksen vaihtelu sekä energiatehokkuus. Ruuvikompressoreille on olemassa kolme erilaista säätötapaa kuormituksen poisto tai kevennys ja pyörintänopeuden säätö. (6, s. 52 - 53.)

Kuormituksen poistomenetelmässä ohjataan imu- tai poistovirtausta. Kompressorin kulutuksen loppuessa imuventtiili sulkeutuu, milloin säiliössä oleva poistoventtiili avautuu ja minimipaineventtiili sulkeutuu. Kuormituksen kevennysmenetelmässä toimintaa ohjaa painelähetin. Kulutuksen pienentyessä öljynerotusyksikön venttiili avautuu ja paineilma ohjataan imuventtiilin säätimelle, joka ohjaa imuventtiiliä. (4, s. 48 - 49.)

Kolmas ja samalla energiatehokkain menetelmä on kompressorin moottorin pyörintänopeuden säätö. Taajuusmuuttajalla tai muulla elektronisella järjestelmällä varustetun kompressorin tuottoa voidaan säätää nopeasti ja tarkasti, muuttuvan paineilman mukaan. Järjestelmän paine voidaan pitää  $\pm 0,1$  bar:n sisällä. (6, s. 58.)

#### **4.4 Paineilman epäpuhtaudet ja niiden suodatus**

Kompressorin jälkeen paineilmassa esiintyy aina epäpuhtauksia imusuodatuksesta huolimatta. Kosteutta syntyy, kun ilma kulkeutuu kompressorin läpi korkeassa paineessa, minkä jälkeen sen lämpötila laskee. Vesi onkin paineilman suurin ongelma. Öljyä kulkeutuu paineilman mukana öljyvoidelluissa kompressoreissa. Järjestelmään voi myös eksyä kiinteitä hiukkasia. Kooltaan nämä ovat usein pieniä ja osa poistuu lauhteenpoistimissa. Suodattimet voivat olla otollinen kasvualusta bakteereille ja viruksille, mutta näiden välttämiseksi voidaan käyttää sterilioivia suodattimia. Taulukossa 1 on eritelty paineilman laatuluokat. (4, s. 52.)



TAULUKKO 1. Paineilman laatuluokitus (4, s. 53)

Laatuluokka	Kiinteät partikkelit		Kastepiste [°C]	Öljypitoisuus [mg/m <sup>3</sup> ]
	koko [µm]	määrä[mg/m <sup>3</sup> ]		
1	0,1	0,1	-70	0,01
2	1	1	-40	0,1
3	5	5	-20	1
4	15	8	+3	5
5	40	10	+7	25
6	-	-	+10	-
7	-	-	-	-

#### 4.4.1 Öljyn suodatus

Öllyvoidelluista kompressoreista jää paineilman sekaan öljyä, jota esiintyy nesteenä, sumuna ja kaasuna. Määrät ovat kuitenkin pieniä, joten suoranaisia haittavaikutuksia ei ole. Kuitenkin tuotettaessa edes tyydyttävää paineilmaa, on hyvä käyttää suodatusta. Suodatusmenetelmiä ovat mekaaninen-, yhdistymis- ja adsorptiosuodatus. (4, s. 56.)

#### 4.4.2 Paineilman kuivaaminen

Ilmankuivaimet ovat välttämättömiä laitteita, kun ilmaa puristetaan. Ilma on puristuksen jälkeen höyrymäisessä olotilassa ja korkeassa lämpötilassa. Lämpötilan lähtiessä laskemaan osa vesihöyrystä tiivistyy vedeksi paineilmaverkkoon. Paineilmaa kuivataan muun muassa jälkijäähdyttimellä, jäähdytyskuivaimella ja adsorptiokuivaimella. (4, s. 52.)

#### 4.6 Paineilman siirto

Paineilmajärjestelmän suunnittelun yhtenä vaiheena on paineilman siirto ja jakelu käyttökohteille. Paineilmaverkosto kattaa paineilmasäiliön, putkiston ja

käyttökohteiden liitännät, joihin kuuluvat venttiilit, liittimet, huoltoyksiköt ja muut tarvittavat varusteet. (4, s. 59.)

Putkistoa suunniteltaessa keskeisimmät tekijät ovat putkiston painehäviöt ja vuodot sekä vedenerotus. Lisäksi on otettava huomioon ympäristötekijät ja paineilman laatuvaatimukset. (4, s. 59.)

#### **4.6.1 Paineilmaverkko**

Paineilmaverkon suunnittelun lähtökohtana ovat ympäristötekijät. Jokainen verkko suunnitellaan yksilöllisesti käyttökohteen vaatimuksien mukaan. Huomi-  
oonotettavia asioita ovat siirtoetäisyydet, kulutuskohteiden jakautuminen ja tarvittavat ilmamäärät. Verkkorakenne voi olla suora- ja rengasverkko tai edellisten yhdistelmä. (4, s. 59.)

Suora verkko on rakenteeltaan yksinkertainen ja soveltuu pieniin järjestelmiin. Se on vain yhtä etenevää putkea, josta ulosottoputket sijoitetaan kulutuskohteisiin. Ulosottopisteissä ilman tarpeet tulisi olla samaa kokoluokkaa ja satunnaisia. Suoran verkon haittapuolena on sen yksisuuntaisuus. Sen takia huoltamalla tiettyä verkon osaa, estetään loppuverkon toiminta. Liian suurten painehäviöiden vuoksi laajennusmahdollisuudet voivat olla vaikeasti toteutettavia. (4, s. 60.)

Rengasverkko on rakenteeltaan monimutkaisempi ja samalla kalliimpi, kuin suora verkko. Vastineeksi se tarjoaa huomattavasti suuremmat ja laajemmat järjestelmät. Virtauksen tapahtuessa aina kahta reittiä, huoltojen aikana osa verkosta voidaan sulkea ilman muun osan häiriintymistä. Putken koko voidaan mitoittaa pienemmäksi, kuin suorassa verkossa, koska painetaso on vakaa. (4, s. 60.)

Yhdistelmäverkossa rengasverkkoon voidaan lisätä suoraa putkiosuuksia kulutuskohteiden saavuttamiseksi tai verkon laajentamiseksi. Verkon ominaisuudet määräytyvät yksittäisen verkkotyypin mukaisesti. (4, s. 60.)

#### 4.6.2 Putkiston mitoitus ja painehäviöt

Paineilman kulutus teollisuuslaitoksissa on vaihtelevaa ja jaksottaista, milloin tarkan mitoituksen laskenta on hankalaa. Lähtökohtana putkiston mitoitukselle on varautua riittävän ilmamäärän siirtoon. Liian pienen putkikoon valitseminen johtaa työkaluihin siirrettävän tehon heikkenemiseen. (4, s. 62.)

Putkiverkoston mitoitukseen tarvitaan seuraavat tiedot:

- kulutuskohteiden ilmamäärä
- tarvittava työpaine
- suoran putkiston pituus
- putkiston osat, venttiilit ja muut varusteet. (4, s. 62.)

Kompressorilla tuotettua paineilmaa ei voi koskaan hyödyntää maksimaalisesti, koska paineilmaverkossa tapahtuu aina painehäviöitä. Pääsääntöisesti niitä aiheuttavat putkiston kitkahäviöt. Lisäksi häviöitä aiheuttavat virtauksen suunnan vaihtelut venttiileissä ja putkitaivutuksissa. Painehäviöt, jotka voidaan muuttaa lämmöksi, voidaan laskea kaavalla 3. Kaava on suorille putkiosuuksille. (6, s. 90 - 91.)

$$\Delta p = 450 \cdot \frac{q_c^{1,85} \cdot l}{d^5 \cdot p}$$

KAAVA3.

$\Delta p$  = paineen muutos [bar]

$q_c$  = ilman virtaus, FAD [l/s]

$d$  = putken sisähalkaisija [mm]

$l$  = putken pituus [m]

$p$  = absoluuttinen paine [bar]

Putkistoja mitoittaessa voidaan käyttää sallittuina painehäviöinä seuraavia arvoja:

- jakeluputket 0,03 bar
- runkoputket 0,05 bar
- syöttöputket 0,02 bar
- kokonaispainehäviö 0,10 bar (4, s. 63).

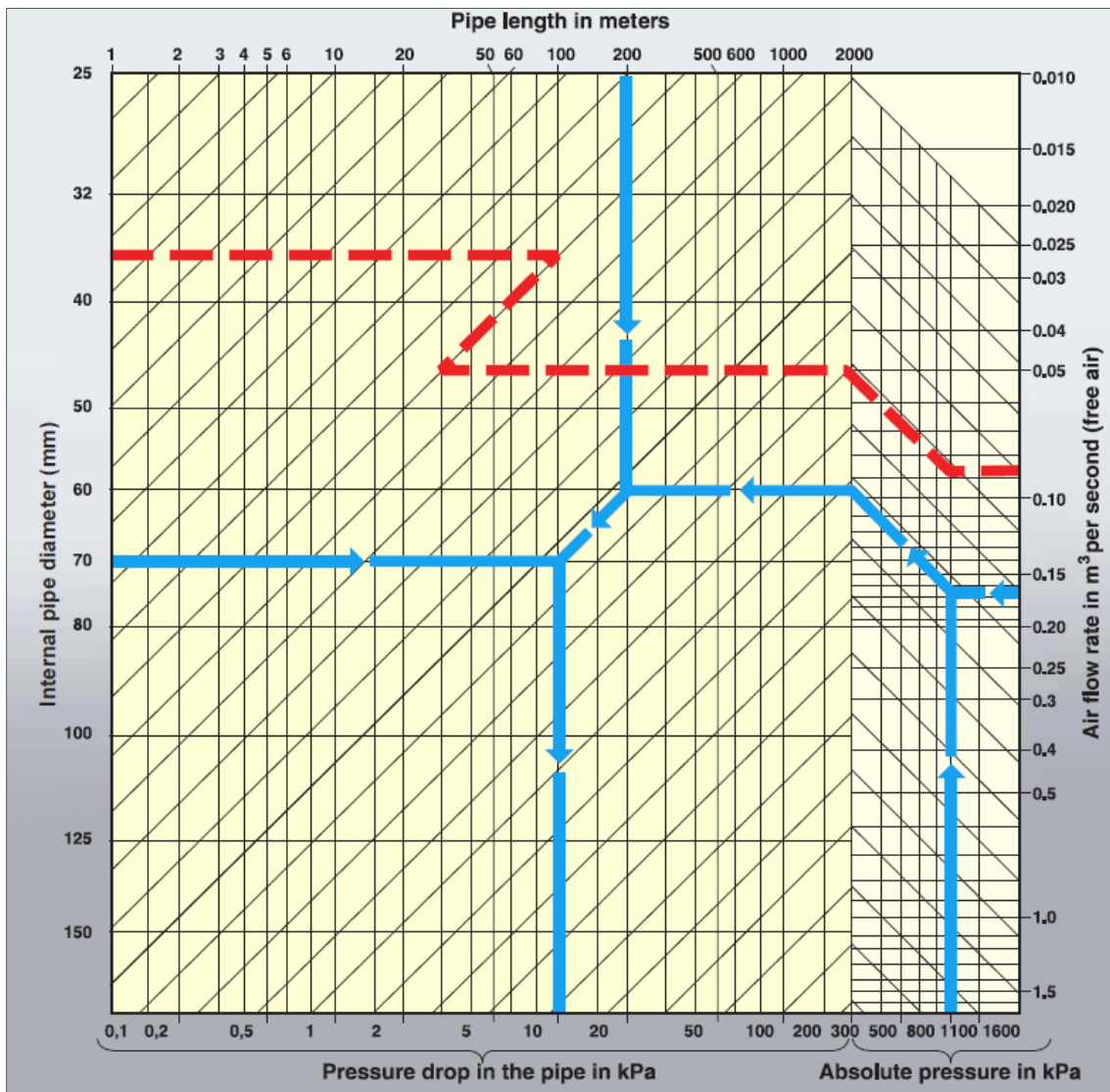
Paineilmaputkiston painehäviöiden arvioinnin helpottamiseksi tarvitaan luettelo kaikista osista kuten T-kappaleista, putkikäyristä, liittimistä, venttiileistä ja muista varusteista. Putkiston kokonaispituus muodostuu suoran putken ja putkiston kertavastuksen lisäpituuden summasta. Kertavastuksien aiheuttamat painehäviöt on muutettu taulukossa 2 vastaaviksi suoran putken putkenpituudeksi. (4. s. 63.)

TAULUKKO 2. Virtausvastus putkenpituutena (4, s. 65)

Kertavastus	Vastaava pituus metreissä													
	Sisähalkaisija $d$ [mm]													
	13	16	20	25	40	50	80	100	125	150	200	250	300	400
Palloventtiili	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,6	1,0	1,3	1,6	1,9	2,6	3,2	3,9	5,2
Kalvoventtiili	0,8	1,0	1,2	1,6	2,5	3,0	4,5	6,0	8,0	10	-	-	-	-
Lautasvasta-venttiili (auki)	2,0	2,4	3,0	4,0	6,0	7,0	12	15	18	22	30	36	-	-
Istukkaventtiili (auki)	4,0	4,1	6,0	7,5	12	15	24	30	38	45	60	-	-	-
Vastaventtiili (auki)	1,0	1,3	1,6	2,0	3,2	4,0	6,4	8,0	10	12	16	20	24	32
Putkikäyrä $R = 2d$	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,6	1,0	1,2	1,5	1,8	2,4	3,0	3,6	4,8
Putkikäyrä $R = d$	0,2	0,3	0,3	0,4	0,6	0,8	1,3	1,6	2,0	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4
Kulma $90^\circ$	0,8	1,0	1,2	1,5	2,4	3,0	4,5	6,0	7,5	9,0	12	15	18	24
T-putki läpivirtaus	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,8	1,0	1,3	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
T-putki virtaus sivuun	0,8	1,0	1,2	1,5	2,4	3,0	4,8	6,0	7,5	9,0	12	15	18	24
Supistus	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0	2,0	2,5	3,1	3,6	4,8	6,0	7,2	9,6
Vedenerotin	2,0	2,4	3,0	4,0	6,0	7,0	12	15	18	22	30	-	-	-
T-jakoputki	0,8	1,0	1,2	1,5	2,4	3,0	4,8	6,0	7,5	9,0	12	15	18	24
Jakoputken liitos	0,8	1,0	1,2	1,5	2,4	3,0	-	-	-	-	-	-	-	-
Jakoputken liitos joutsenkaulalla	1,3	1,6	2,0	2,5	4,0	5,0	-	-	-	-	-	-	-	-
Putkikäyrä $45^\circ$	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,8	2,4

Mitoitettaessa suoranputken halkaisijaa voidaan käyttää kuvan 2 nomogrammia. Lähtötietoina on oltava työpaine, ilmamäärä, putkiston kokonaispituus ja putken halkaisija. Mikäli kuvaajan osoittama painehäviö ylittää sallitun arvon,

valitaan suurempi putken halkaisija ja tarkistetaan painehäviö uudelleen. (4, s. 65 - 66.)



KUVA 2. Putkihalkaisijan mitoitus nomogrammi (6, s. 93)

#### 4.6.3 Vuodot ja niistä syntyvät kustannukset

Paineilmajärjestelmässä esiintyy aina vuotoja, eikä niitä voi kokonaan välttää. Yleisimmät vuotokohtat ovat putkiliitokset, venttiilit, erilaiset liittimet ja verkkoon liitetyt käyttämättömät työkalut sekä lauhteenpoistimet. Vuodoista syntyvät kustannukset sekä turha energiankulutus voivat olla merkittäviä pitkällä aikavälillä. Pienten vuotojen paikallistamiseen käytetään ruiskutettavia ja vaahtoavia aineita tai ultraäänivuotomittareita. (4, s. 67.)

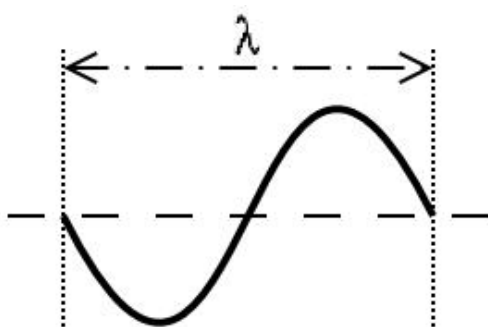
## 5 ULTRAÄÄNIVIRTAUSMITTAUS

### 5.1 Ultraääni

Ultraääni on ääntä, jota ihminen ei kykene aistimaan. Ultraääntä käytetään teollisuudessa muun muassa virtausmittauksissa. Yksi tyypillinen mittausmenetelmä on clamp on-mittaus, jota voidaan käyttää ilma-, savukaasu-, kaasumaiset polttoaine-, maakaasu-, soihutkaasu-, biokaasu-, likaiset kaasu- ja höyrymittauksessa. Äänien taajuuksia luokitellaan seuraavanlaisesti (7, s. 8):

- aliaääni (subsonic) 0 - 20 Hz
- ääni (audio) 20 Hz - 20 000 Hz
- ultraääni (ultrasonic) >20 Hz. (7, s. 8.)

Ääniaallon pituus saadaan mittaamalla yhden jakson pituus, kuten kuvassa 3 on esitetty. Pituus saadaan myös laskettua kaavalla 4, kun taajuus ja nopeus ovat tiedossa. (7, s. 8.)



KUVA 3. Aallonpituus  $\lambda$  on yhden jakson mittainen (8, s. 3)

$$\lambda = \frac{v}{f}$$

KAAVA 4

$\lambda$  = aallonpituus

$v$  = nopeus (m/s)

$f$  = taajuus (1/s) (7, s. 8)

Äänen etenemisellä väliaineessa, on ultraäänimittauksen kohdalla ratkaiseva merkitys. Ultraäänen taajuus määräytyy materiaalin mukaisesti (7, s. 9):

- kiinteä aine            1 MHz - 100 MHz
- neste                    0,25 MHz - 5 MHz
- kaasu                    0,02 MHz - 0,2 MHz. (7, s. 9.)

Äänen etenemisnopeuteen niin väliaineessa kuin antureissakin vaikuttaa vallitseva lämpötila. Äänen nopeus on jokaiselle aineelle ominainen suure, joka reagoi lämpötilaan. Äänen taajuudella ei ole vaikutusta etenemisnopeuteen. (7, s. 10.)

Ääni alkaa vaimeta, kun ääniaallon amplitudi pienenee. Tämän aiheuttaa äänen mekaanisen energian muuttuminen lämmöksi, äänen heijastuminen, äänen imeytyminen, etäisyys ja kaasujen tiheydet. (7, s. 11.)

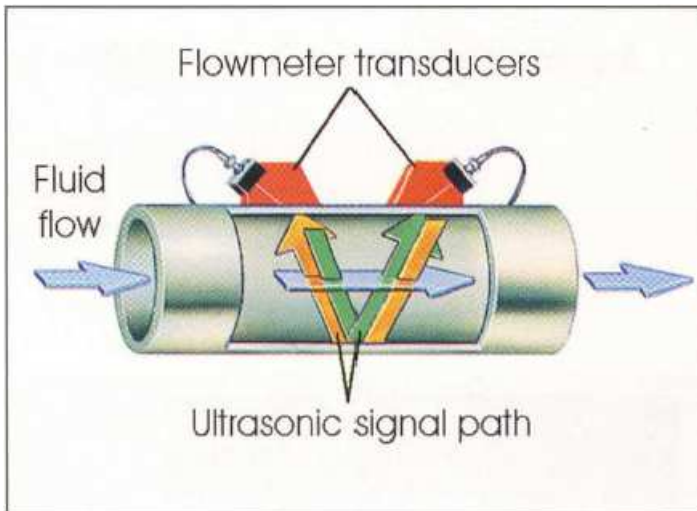
## **5.2 Ultraäänimittaukseen vaikuttavia tekijöitä**

Ultraäänimittauksen tarkkuuteen kaasumittauksissa vaikuttavat virtausnopeus, putken halkaisija ja väliaineen viskositeetti. Lisäksi mitä suurempi on ultraäänen taajuus, sitä suurempi on aikaeromittauksen resoluutio. Paremman äänen läpikulun saavuttamiseen saa aikaan, kun ääneen taajuus on matalampi, jolloin aikaeromittauksen resoluutio on pienempi. (7, s. 11.)

Pietsosähköinen ilmiö syntyy ultraääniantureissa, kun sähköinen jännite saa aikaan mekaanista jännitystä kiteen pinnalla. Kiteen jännitettä muutettaessa isommalle taajuudelle seuraa paineaaltoja eli ultraääniaaltoja. (7, s. 12.)

## **5.3 Clamp On -ultraäänivirtausmittaus**

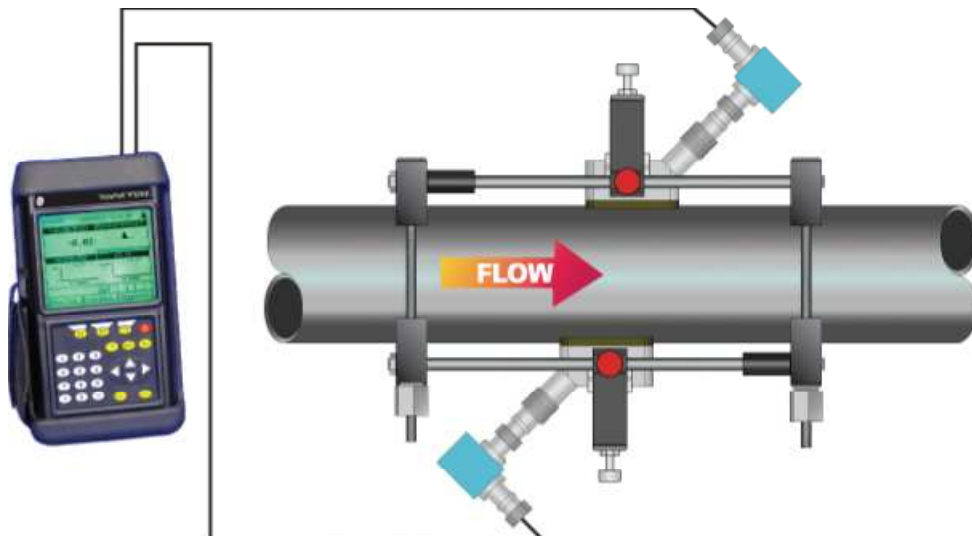
Clamp On on putken päältä tapahtuva ultraäänivirtausmittausmenetelmä. Kuvan 4 periaatekuvan mukaan äänipulssit lähetetään myötä- ja vastavirtaan. Vastavirtaan uivan pulssin kulku-aika on pidempi kuin myötävirtaan uivan pulssin kulku-aika. Saadusta aikaerosta lasketaan väliaineen nopeus. Tarkan Clamp On -mittarin tulee hallita rajapinnoissa tapahtuva äänen taittuminen ja nopeusprofiilin vaihtelut muuttuvissa olosuhteissa. (11, s. 14.)



KUVA 4. Periaatekuva Clamp On -ultraäänivirtausmittauksesta (11, s.14)

#### 5.4 Ultraäänivirtausmittaus Clamp On -mittareilla PT878GC-01 ja CTF878

PT878GC-01 -ultraäänivirtausmittari on tarkoitettu maakaasulinjojen, paineilmaputkistojen, jalokaasujen tai minkä tahansa paineen alaisen kaasun virtauksen mittaamiseen. Kuten kuvasta 5 nähdään, PT878GC-mittalaitteistossa on kaksi anturia putken vastakkaisilla puolilla. Työssä käytössä oleva malli soveltuu putkikoolle DN 20 - DN 300 ja käyttölämpötila maksimissaan 230 °C. (9)



KUVA 5. PT878GC -ultraäänivirtausmittalaitteisto asennettuna (10, s. 3)



CTF878 on uudempi malli, joka käyttää mitattaessa correlation tag ultrasonic flow measurement -tekniikkaa. Kuten kuvasta 6 nähdään, laitteisto eroaa vanhemmasta mallista PT878GC:stä muun muassa antureiden lukumäärällä. Neljän anturin käytöllä saadaan putkesta mitattua tarkempia virtauksia. Kaasujen ja paineilman virtausnopeudet voidaan mitata 46 m:iin/s asti ja maksimilämpötila yltää 130 °C:seen. (7)



KUVA 6. CTF878 -ultraäänivirtausmittalaitteisto asennettuna putkeen (7)

### 5.3.1 Mittauskohdan valinta putkistosta

Mittauskohtaa valittaessa tulee huomioida, että virtausprofiilin on oltava täysin kehittynyt. Mitattaessa kaasun virtausta tulee suosia pidempiä suorita putkiosuuksia, koska kaasun sisäinen kitka eli viskositeetti on huomattavasti pienempi kuin nesteen viskositeetti. (7, s. 14.)

Suorien putkiosuuksien ehdottomana minimivaatimuksena yksikanavaiselle mittaukselle voidaan pitää kahtakymmentä putkihalkaisijaa,  $20 \times D$ , yläjuoksulle kymmentä putkihalkaisijaa,  $10 \times D$ , mittarin alajuoksulle. Lisäksi putken tulisi olla geometrialtaan säilynyt pyöreänä. Soikea putki lisää riskiä mittauksen epäonnistumiselle, koska virtaus ei tällöin olisi puhdasta. (7, s. 14.)

### 5.3.2 Putken esivalmistelut ennen mittausta

Valittu putken mittauskohta tulee puhdistaa ja anturien kohdalta poistaa maali. Mittauskohtaan kiinnitetään bitumimatto tai siinä käytetään muovailuvahaa.

Näillä toimenpiteillä ehkäistään niin sanotun pinta-aallon liikkuminen putken pinnassa. Päällystettyyn mattoon tai vahaan tehdään reiät antureille. Tämän jälkeen asetetaan putken ympärille anturien kiinnityspanta ja siihen mittausanturit. Anturit tulee asettaa juuri oikeaan kohtaan käyttäen hyväksi kiinnityspannassa olevaa mittayksikköä. (7, s. 15.)

## 6 RUUVIKOMPRESSORI TAMROCK 650 EA

### 6.1 Tamrock 650 EA

Koksaamon nykyinen ja samalla alkuperäinen ruuvikompressori on Tamrock 650 EA. Kompressoreita on kolme, joista kahdella tuotetaan paineilmaa ja kolmas toimii varakoneena. Ne ovat jäähdytysjärjestelmältään ilmajäähdytteisiä. Kompressorit toimivat kevennys-kuormitusperiaatteella. Energiatehokkuudeltaan kevennys ajo ei ole kannattavaa, koska kompressori kuluttaa sähköä mutta ei tuota paineilmaa. Taulukko 3. on esitelty Tamrock 650 EA:n tekniset tiedot. (12, s. 2 - 3.)

TAULUKKO 3. Tamrock 650 EA:n tekniset tiedot (12, s. 2)

Ilmantuotto 7 bar paineella	308 l/s
Maksimi työpaine	8 bar
Tuottoputken liitäntä	NS 80
Öljyntäyttö	70 l
Moottorin teho	110 kW
Sulakkeet 220 V 380 V 660 V	400 A hidas 250 A hidas 200 A hidas
Syöttökaapeli 220 V 380 V 660	2 x 185 + 95 MCMK 3 x 95 + 50 MCMK 3 x 50 + 25 MCMK
Tuuletusilmamäärä $\Delta p$ max. 10 mm vp kanavasta	4,5 m <sup>3</sup> /s

#### Tamrock 650 EA:n tuoton säätö

Tamrock 650 EA kompressorin tuoton säätöalue on portaaton nollasta täyteen tuottoon. Kevennys-kuormitusperiaatteella toimivan kompressorin tuoton säätö tapahtuu sulkemalla imuventtiili ja alentamalla säiliön painetta. Imuventtiilin sulkemisesta huolehtii automaattinen säätölaite, jonka tehtävänä on tunnustella säiliön painetta. Katso liite 2. (12, s. 8.)

Kompressori on varustettu pysäytyskäytön automatiikalla ja tähtikolmio Y/D-käynnistimillä. Kompressorin käynnistyttyä ja moottorin käydessä tähti Y-

kytkennässä ovat molemmat 3-tiemagneettiventtiilit S1 ja S2 jännitteelliset sekä imuventtiili sulkujousen avulla kiinni. Magneettiventtiilit tulevat jännitteettömiksi, kun moottori kytkeytyy kolmioon noin kolmen sekunnin kuluttua käynnistyksestä. Pikatyhjennyksen magneettiventtiili S1 avaa tien paineaukolta venttiilille, pitäen sen kiinni. Tällöin säätäjän magneettiventtiili avaa tien yksikön imusta säästösynterin takaosaan, jolloin alipaine alkaa vetää sylinterin mäntää taaksepäin ja imuventtiili alkaa avautua. (Liite 2.) (12, s. 8.)

Kompressorin alkaa puristaa ilmaa ja säiliön paine nousee. Tämä paine pääsee sylinterin männän etuosaan työntäen männän taka-asentoon, tällöin paine männän etupuolella nousee noin 5 bariin, jossa se pidetään paineensäätöventtiilin avulla. Säiliön paineen noustessa 7 bariin alkaa paineensäädin avautua ja päästää painetta sylinterin takaosaan. Paineen avulla sylinterin mäntä työntyy eteenpäin, jolloin imuventtiili alkaa sulkeutua. Paineen noustessa 8 bariin imuventtiili on sulkeutunut kokonaan. (Liite 2.) (12, s. 8.)

Verkostoon painetta tarkkaileva sähköinen painekeytkin antaa tällöin impulssin magneettiventtiileille, jotka tulevat jännitteisiksi. Pikatyhjennyksen magneettiventtiili S1 päästää tyhjennysventtiilin ohjauspaineen pois, jolloin säiliön paine purkautuu kompressorin imuaukkoon. Säätäjän magneettiventtiili S2 avaa tien säiliöltä sylinterin takaosaan ja tämä paine sekä sulkujousi sulkevat imuventtiilin kokonaan. Kompressorin käy kevennyksellä niin kauan kun verkoston paine laskee painekeytkimen 7 bar:iin. Tällöin painekeytkin katkaisee jännitteen magneettiventtiililtä ja kompressorin alkaa puristaa ilmaa. (Liite 2.) (12, s. 8.)

## **6.2 Kompressoriasema Tamrock 650 EA:n mittaukset**

Kompressoriaseman viikon kestävä mittaus tehti Atlas Copco. Kompressorien toimintajako oli yhden toimiessa pohjakuormakoneena, toinen ajoi pohjakuorman päälle ja kolmas oli varakoneena. Laittearvot nykyisillä verkkoarvoilla näkyvät taulukossa 4.

TAULUKKO 4. Tamrock 650 EA -kompressoreiden laitearvot (13)

Kompressori	Teho	FAD, tuotto
Tamrock 650	110 kW	305 l/s
Tamrock 650	110 kW	305 l/s
Tamrock 650	110 kW	305 l/s

Kompressoreiden käyntiastemittaukset suoritettiin virtamittauksena asentamalla induktiosilmukat kompressoreiden syöttöjen yhden vaiheen ympärille. Tulokset käyvät ilmi taulukosta 5. Virtatiedot kerättiin dataloggerille yhden sekunnin välein. Tulosten perusteella pystyttiin laskemaan kompressoreiden tuotto mittausajankohdalla. (13.)

TAULUKKO 5. Kompressoreiden lähtevä paine dataloggereiden asennushetkellä (13)

Kompressori	Lähtevä paine
Tamrock 650	n. 8,0 bar
Tamrock 650	n. 8,0 bar
Tamrock 650	n. 7,8 bar

Koksaamon verkkopaineeksi on asetettu 6,2 bar. Kompressoriasemalla mitattiin paine kompressorien jälkeen ennen ilmankuivainta. Mittauksien mukaan painenvaihtelu ennen ilmankuivainta oli 6,9 - 7,4 bar ja virtaus vaihteli välillä 300 - 600 l/s, keskimäärin 400 l/s. Katso liite 3. (13)

Seuraavassa on listaus kompressoriaseman viikon mittausjaksosta:

- kompressoreiden sähkön kulutus noin 33,26 MWh
- kompressoreiden energianvuosikustannukset Ruukin keskiarvo sähkön hinnalla 58 €/MWh noin 96 600 €, laskennassa käytettiin 50:n viikon vuosijaksoa

- kevennys- tai kuormitusyklejä yhteensä 18 284
- kokonaisajasta kevennyksellä noin 33 %
- käytetystä energiasta kuluu tyhjäkäyntiin noin 26 %
- kompressoreiden tyhjäkäynnin vuosikustannukset sähkön hinnalla 58 €/MWh ovat noin 25 120 € (50 viikkoa). (13.)

### **Energiakulutuslaskennat Tamrock 650 + Tamrock 650**

Kompressoreiden energiankulutus viikon aikana on

$$17\,095 \text{ kWh/vko} + 16\,167 \text{ kWh/vko} = 33\,262 \text{ kWh/vko} \approx 33,3 \frac{\text{MWh}}{\text{vko}}.$$

Energianvuosikustannukset Ruukin keskiarvo sähkön hinnalla 58 €/MWh ovat

$$58 \text{ €/MWh} \cdot 33,3 \text{ MWh/vko} \cdot 50 \text{ vko} = 96\,570 \frac{\text{€}}{\text{a}} \approx 96\,600 \frac{\text{€}}{\text{a}}.$$

Mittausjaksolla oli yhteensä 18 284 kevennys-kuormitusykliä. Kuormitusajoon kului viikossa  $(127,6 + 96,1)h = 223,7h$  ja kevennykseen  $(39,4 + 71,5)h = 110,9h$ .

$$\text{Kevennykseen käytetty osuus viikossa on } \frac{110,9h}{334,6h} \cdot 100 \% = 33,1 \%.$$

$$\text{Käytetystä energiasta kuluu tyhjäkäyntiin } \frac{8\,661 \text{ kWh}}{33\,262 \text{ kWh}} \cdot 100 \% = 26 \%.$$

Tyhjäkäynnin vuosikustannukset (50 viikkoa) ovat

$$8,661 \text{ MWh} \cdot 58 \text{ €/MWh} \cdot 50 \text{ vko} = 25\,116,9 \text{ €/a} \approx 25\,120 \text{ €/a}.$$

Yhden Tamrock 650 EA -kompressorin vuosittaiset korjaus- ja huoltokulut ovat noin 5 100 €/a.

Mittausjaksolla huomioitavaa on kevennys-kuormitusykkien lukumäärä ja siitä johtuvat kustannukset sekä kompressorien paineenvaihtelut. Nykyinen kahden kompressorin kevennys-kuormitusajotapa heikentää hyötysuhdetta, koska kompressorien tuotto on liian suuri verrattuna kulutukseen. Hyötösuhdetta saataisiin parannettua, kun käytettäisiin kevennys-kuormituskompressorin ja taajuusmuuttajakäyttöisen kompressorin yhdistelmää. Uusi taajuusmuuttaja pienentäisi myös kompressorin paineenvaihtelun 0,1 bariin. (13.)

## 7 RUUVIKOMPRESSORIT GA132VSD-8,5 JA GA160VSD-8,5

### 7.1 Ruuviskompessorori GA132VSD-8,5:n tekninen esittely

Atlas Copcon tarjoama GA132VSD on 1-puristusvaiheinen, vesijähdytteinen, öljytiivistetty taajuusmuuttajalla ohjattu ruuviskompessorori. Tuotettu paineilma on sykkimätöntä. Kompessorin taajuusmuuttaja säätää pyörimisnopeuden ja tuoton vastaamaan todellista paineilma-verkon ilmantarvetta. Se optimoi oman energiankulutuksensa ja pitää käyttöpaineen pienenä ja tasaisena. Taajuusmuuttaja kuuluu hankittavaan kompessororiyksikköön ja se on ilmajähdytteinen. Kompessorihuoneen tulisi olla maksimissaan 46 °C, jotta kompessorori ei kuumenisi. Tarkemmat tekniset tiedot on esitelty taulukossa 6. (14.)

TAULUKKO 6. Tekninen erittely ruuviskompessorori GA132VSD-8,5 (14)

<b>Nimellisolosuhteet</b>	
Absoluuttinen imuilman paine	1 bar
Suhteellinen kosteus	0 %
Imuilman lämpötila	20°C
Jäähdytysaineen lämpötila sisään	20°C
Työpaine	7,0 bar
Jäähdytysaineen dT	15°C
<b>Raja-arvot</b>	
Maksimipaine	8,5 bar
Minimipaine	3,5 bar
Maksimi imuilman lämpötila	46°C
Minimi imuilman lämpötila	0°C
Korkein sallittu jäähdytysveden lämpötila	
Avoin kierto, vesi sisään	40°C
vesi ulos	50°C
Suljettu kierto, vesi sisään	40°C
vesi ulos	60°C
Maksimi jäähdytysveden paine	10 bar
Maksimi jäähdytysveden virtaus (dT15°C)	2,4 l/s
Jäähdytysjärjestelmän painehäviö (dT15°C)	0,6 bar
Minimi jäähdytysaineen lämpötilan nousu	10°C
Maksimi jäähdytysaineen lämpötilan nousu	35°C
<b>Suorituskyky</b>	
FAD (free air delivery) paineessa 7 bar	
min r/min	93 l/s
1 000 r/min	169 l/s
1 250 r/min	217 l/s
1 500 r/min	264 l/s
1 750 r/min	311 l/s
2 250 r/min	403 l/s
max. r/min	457 l/s

(jatkuu)

## TAULUKKO 6. (jatkuu)

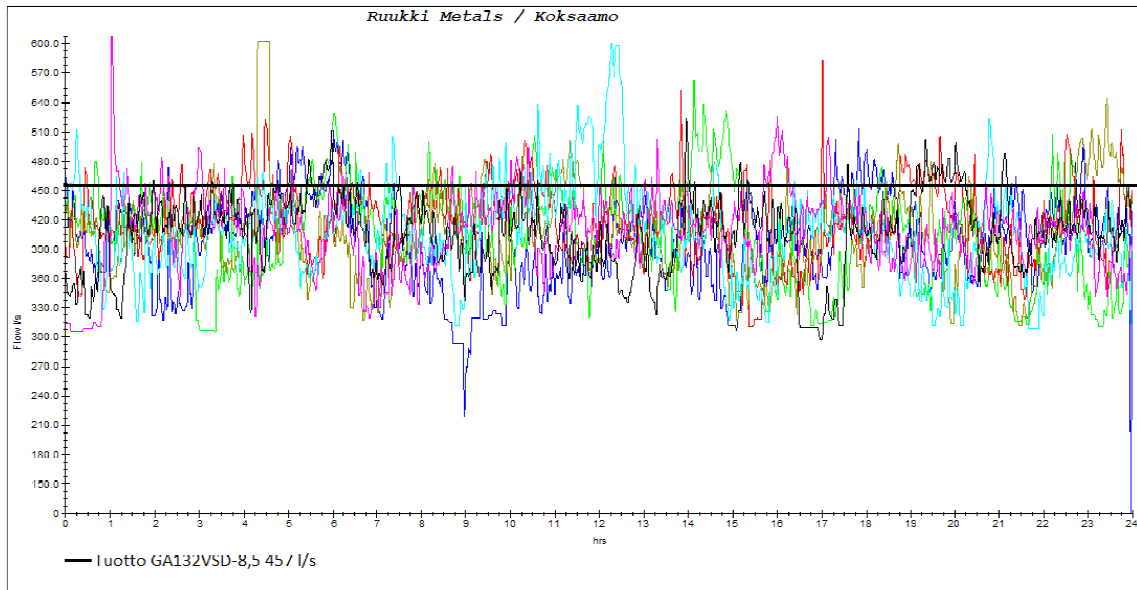
<b>Pääakselin tehontarve paineessa 7 bar</b>	
min r/min	35 kW
1 000 r/min	57 kW
1 250 r/min	71 kW
1 500 r/min	86 kW
1 750 r/min	102 kW
2 250 r/min	134 kW
max. r/min	153 kW
Paineilman lämpötila kompressorin lähdössä	30°C
Tyypillinen öljyn määrä paineilmassa	2,5 mg/m <sup>3</sup>
Äänenvoimakkuus (6)	68 dB(A)
Öljynmäärä	74 l
Suurin jäähdytysilman virtaus	
Moottori	0,9 m <sup>3</sup> /s
Taajuusmuuttaja jäähdytysilma	0,7 m <sup>3</sup> /s
Päämoottorin tyyppi	M3BP315MLC4
Pituus	3 200 mm
Leveys	1 630 mm
Korkeus	2 347 mm
Massa	3 950kg

Kompressoriin on mahdollista ottaa optiona lämmöntalteenotto. LTO:lla voidaan ottaa lämmintä vettä talteen kompressorin ottotehosta 70 - 80 %. Tämä kasvat-  
taisi vuotuisia säästöjä energiankustannuksissa. (14.)

### 7.2 GA132VSD-8,5:n simulointi ja tuloksien tarkastelu

Atlas Copcon teettämällä simuloinnilla selvitettiin kulutuksia, jossa Tamrock 650 -ruuvikompressorin rinnalle kytkettiin, taajuusmuuttajakäyttöinen GA132VSD -ruuvikompressori. GA132VSD-kompressorilla tuotetaan paineilmaa alle 450 l/s kulutusalueella. Nykyiset kolme Tamrock 650 -kompressorit nostettaisiin kuormalle kulutuksen ylittäessä 450 l/s. Sääto toteutetaan taajuusmuuttajakäyttöisellä VSD-kompressorilla. Kuvassa 7 on GA132VSD-kompressorin vuorokauden mittainen simulointi ja maksimituotto merkittynä. Kompressorien tuotoissa syntyy katvealueita, kun taajuusmuuttaja kytkee Tamrock 650-kompressoreita rinnalle. GA132VSD + Tamrock 650-kompressoreiden ajossa katvealue on noin 398 l/s kohdalla. GA132VSD + 2xTamrock 650 katvealue löytyy noin 703 l/s kohdalta ja GA132VSD + 3xTamrock 650 noin 1 008 l/s. (14.)





*KUVA 7. Vuorokauden mittainen simulointi ruuvikompressorilla GA132VSD-8,5 ja maksimituottoviiva (liite 4) (14)*

Taajuusmuuttajakäyttöisellä kompressorilla saadaan painevaihtelut pienennettyä noin 0,1 bariin. Virtausvaihtelut 7 bar:n paineella käyvät ilmi taulukosta 7.

*TAULUKKO 7. Simuloinnin virtausvaihtelut 7 bar:n paineella (14)*

	Tamrock 650	GA132VSD-8,5	Yhteistuotto
FAD 7 bar, 1xTR	305 l/s	93 - 457 l/s	93 - 762 l/s
FAD 7 bar, 2xTR	610 l/s	93 - 457 l/s	703 - 1067 l/s
FAD 7 bar, 3xTR	915 l/s	93 - 457 l/s	1008 - 1372 l/s

### **Energiakustannuslaskelmat Tamrock 650 + GA132VSD**

Energiakustannuslaskuissa on käytetty Ruukin Raahen tehtaan keskiarvoista sähkön hintaa 58 €/MWh. Viikon mittaisen simuloinnin aikana sähköä kului 23,3 MWh.

$$\text{Sähköä kuluu viikossa } 2\,243 / kWh + 21\,060 kWh = 23\,303 kWh \approx 23,3 \frac{MWh}{vko}.$$

Energiakustannukset vuodessa, 50:n viikon ajalta ovat  
 $58 \text{ €/MWh} \cdot 23,3 \text{ MWh/vko} \cdot 50 \text{ vko} = 67\,570 \text{ €/a} \approx 67\,600 \text{ €/a}$ .

Taajuusmuuttajalla saadut energiasäästöt vuodessa verrattuna nykyiseen kokoonpanoon olisivat  $96\,600 \text{ €/a} - 67\,600 \text{ €/a} = 29\,000 \text{ €/a}$ .

GA132VSD kompressorin arvioidut huoltokulut olisivat vuodessa 4 800 euroa. Vuosikustannukset olisivat yhteensä noin  $67\,600 \text{ €/a} + 4\,800 \text{ €/a} = 72\,400 \text{ €/a}$ .

Takaisinmaksuaika energiasäästöillä olisi noin 2 vuotta ja 2 kuukautta. Takaisinmaksuajan laskentaperusteena on käytetty Ruukin Raahen tehtaan keskiarvoista energiahintaa 58 €/MWh, ja millä aikavälillä kompressori käydessään maksaa itsensä takaisin. Laskussa ei ole huomioitu asennuksesta aiheutuvia kustannuksia.

Kompressoriin on mahdollista ottaa optiona lämmöntalteenotto, jolloin kokonaishinta on hieman kalliimpi. LTO:lla saadut säästöt vuodessa kuitenkin kasvattavat kokonaissäästöjä, jolloin takaisinmaksuaika lyhenee.

Simuloinnin aikainen keskikulutuksen ollessa 400 l/s kompressorin kokonaistehontarve on noin 145 kW. LTO:lla voidaan hyödyntää noin 70 - 80 % ottotehosta, joten talteen otettavan energian määrä on noin 101 - 116 kW. Kaukolämpöä käytetään koko ajan, joten lasketaan talteen otettavan energian määrä 50:n viikon ajalta. Tulokseksi saadaan 850 - 974 MWh.

Ruukin kaukolämmönn hinnalla 40 €/MWh säästöt olisivat vuodessa noin 34 000 - 39 000 euroa. Kokonaissäästöt olisivat noin 63 000 - 68 000 euroa vuodessa, joten takaisinmaksuaika olisi noin 12 - 13 kuukautta.

### **7.3 Ruuvikompressori GA160VSD-8,5:n tekninen esittely**

GA160VSD-ruuvikompressori on yhden kokoluokan suurempi kuin aikaisemmin esitelty GA132VSD. Toimintaperiaate on sama kuin GA132VSD-ruuvikompressorissa. Tarkemmat tekniset tiedot on esitelty taulukossa 8.

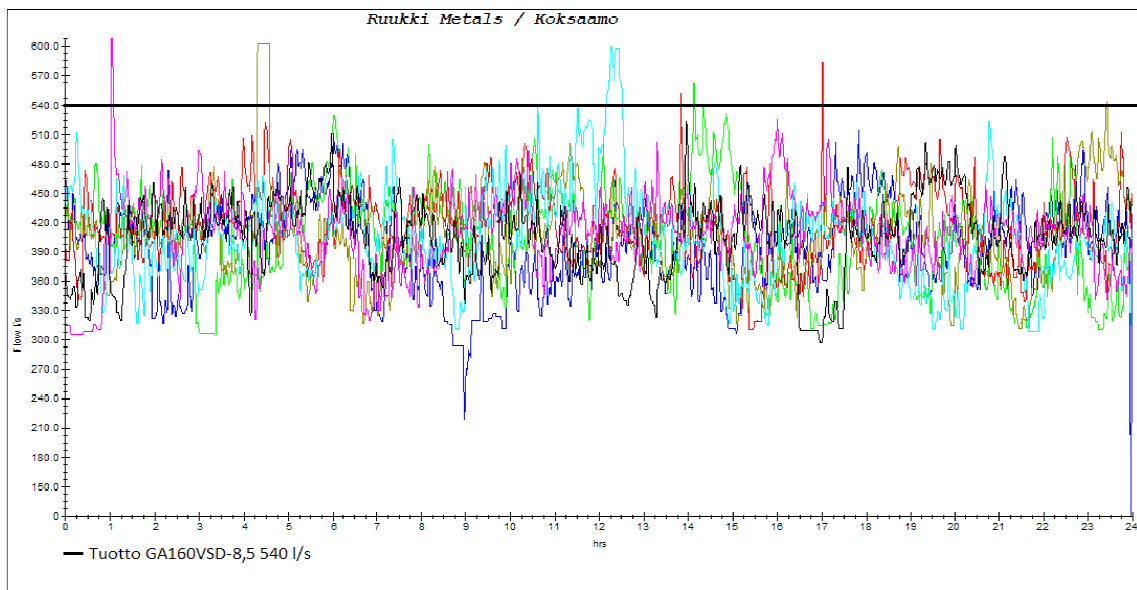
TAULUKKO 8. Tekninen erittely ruuvikompressori GA160VSD-8,5 (15)

<b>Nimellisolosuhteet</b>	
Absoluuttinen imuilman paine	1 bar
Suhteellinen kosteus	0 %
Imuilman lämpötila	20°C
Jäähdytysaineen lämpötila sisään	20°C
Työpaine	7,0 bar
Jäähdytysaineen dT	15°C
<b>Raja-arvot</b>	
Maksimipaine	8,5 bar
Minimipaine	3,5 bar
Maksimi imuilman lämpötila	46°C
Minimi imuilman lämpötila	0°C
Korkein sallittu jäähdytysveden lämpötila	
Avoin kierto, vesi sisään	40°C
vesi ulos	50°C
Suljettu kierto, vesi sisään	40°C
vesi ulos	60°C
Maksimi jäähdytysveden paine	10 bar
Maksimi jäähdytysveden virtaus (dT15°C)	2,9 l/s
Jäähdytysjärjestelmän painehäviö (dT15°C)	0,9 bar
Minimi jäähdytysaineen lämpötilan nousu	10°C
Maksimi jäähdytysaineen lämpötilan nousu	35°C
<b>Suorituskyky</b>	
FAD (free air delivery) paineessa 7 bar	
min r/min	93 l/s
1 000 r/min	169 l/s
1 250 r/min	217 l/s
1 500 r/min	264 l/s
1 750 r/min	311 l/s
2 250 r/min	403 l/s
2 500 r/min	467 l/s
max. r/min	540 l/s
<b>Pääakselin tehontarve paineessa 7 bar</b>	
min r/min	35 kW
1 000 r/min	57 kW
1 250 r/min	71 kW
1 500 r/min	86 kW
1 750 r/min	102 kW
2 250 r/min	134 kW
2 500 r/min	157 kW
max. r/min	186 kW
Paineilman lämpötila kompressorin lähdössä	30°C
Tyypillinen öljyn määrä paineilmassa	2,5 mg/m <sup>3</sup>
Äänenvoimakkuus	69 dB(A)
Öljynmäärä	74 l
Suurin jäähdytysilman virtaus	
Moottori	0,9 m <sup>3</sup> /s
Taajuusmuuttaja jäähdytysilma	0,7 m <sup>3</sup> /s
Päämoottorin tyyppi	M3BP315MLC4
Pituus	3 200 mm
Leveys	1 630 mm
Korkeus	2 347 mm
Massa	3 950 kg

GA160VSD-kompressorin on myös mahdollista ottaa optiona lämmöntalteenotto. LTO:lla saadaan otettua energiaa talteen noin 70 - 80 % ottotehosta. (15.)

#### 7.4 GA160VSD-8,5:n simulointi ja tuloksien tarkastelu

Taajuusmuuttajakäyttöisen GA160VSD-kompressorin tuottoalueen ollessa 93...540 l/s, riittää se käytännössä koko paineilman kulutukselle. Kuvassa 8 on esitetty vuorokauden mittainen simulointi ja maksimituotto on merkitty erikseen. Simulaatiossa on käytetty säiliökapasiteettina 50 m<sup>3</sup>, joka toimii hyvänä puskurina hetkellisille ylityksille. Säiliökapasiteettiin lasketaan paineilmaverkosto ja paineilmasäiliöt yhteensä. Kevennys-kuormitusperiaatteella toimivat Tamrock 650 -kompressorit voidaan nostaa kuormalle, mikäli paineilman tuotto ylittää GA160VSD-kompressorin maksimituoton. Verkkokapasiteetin ollessa vähintään 61 m<sup>3</sup> nykyisen kulutusprofiilin mukaan vanhoja kompressoreita ei tarvittaisi ollenkaan. (15.)



KUVA 8. Vuorokauden mittainen simulointi ruuvikompressorilla GA160VSD-8,5 ja maksimituottoviiva (liite 5) (15)

#### Energiakustannuslaskelmat GA160VSD

Energiakustannuslaskuissa on käytetty Ruukin Raahan tehtaan keskiarvoista sähkön hintaa 58 €/MWh. Viikon mittaisen simuloinnin aikana sähköä kului 23,1 MWh.

Energiakustannukset vuodessa, 50:n viikon ajalta olisivat

$$23,1 \text{ MWh} / \text{vko} \cdot 58 \text{ €/MWh} \cdot 50 \text{ vko} = 66\,990 \text{ €/a} \approx 67\,000 \text{ €/a} .$$

GA160VSD kompressorin arvioidut huoltokulut vuodessa olisivat 5 300 euroa.

$$\text{Vuosikustannukset olisivat yhteensä noin } 67\,000 \text{ €/a} + 5\,300 \text{ €/a} = 72\,300 \text{ €/a} .$$

Taajuusmuuttajalla saadut energiasäästöt vuodessa, verrattuna nykyiseen kokoonpanoon olisivat  $96\,600 \text{ €/a} - 67\,000 \text{ €/a} = 29\,600 \text{ €/a}$  .

Takaisinmaksuaika energiasäästöillä olisi noin 2 vuotta ja 4 kuukautta. Takaisinmaksun laskentaperusteena on käytetty Ruukin Raahen tehtaan keskiarvoista energiahintaa 58 €/MWh, ja millä aikavälillä kompressori käydessään maksaa itsensä takaisin. Laskussa ei ole huomioitu asennuksesta aiheutuvia kustannuksia.

Simuloinnin aikainen keskikulutuksen ollessa 400 l/s kompressorin kokonaishontarve on noin 145 kW. Lämmöntalteenotolla voidaan hyödyntää noin 70 - 80 % ottotehosta, joten talteen otettavan energian määrä on noin 101 - 116 kW. Kaukolämpöä käytetään koko ajan, joten lasketaan talteen otettavan energian määrä 50:n viikon ajalta. Tulokseksi saadaan 850 - 974 MWh.

Ruukin kaukolämmönn hinnalla 40 €/MWh säästöt olisivat vuodessa noin 34 000 - 39 000 euroa. Kokonaissäästöiksi saataisiin noin 63 600 - 68 600 euroa vuodessa. Takaisinmaksuaika olisi noin 13,5 - 14,5 kuukautta.

## **7.5 GA132VSD- ja GA160VSD-kompressoreiden jäähdytysjärjestelmä ja sen toteutus**

Kompressori on vesijäähdytteinen ruuvikompressori, jonka primääripuolen jäähdyttäjänä toimii jäähdytysaine, jota jäähdyttää ulkoinen avoin vesijäähdytysjärjestelmä. Taulukoista 5 ja 6 nähdään jäähdytysjärjestelmän teknistä erittelyä.

### **7.5.1 Jäähdytysveden laatuvaatimukset**

Jäähdytysveden laadun on täytettävä tietyt minimivaatimukset. Yleissuositukset eivät kata kaikkien jäähdytysvedessä yleisesti esiintyvien eri yhdisteiden sekä

kiintoaineiden ja kaasujen vaikutuksia eri materiaaleihin. Atlas Copco suosittelee käytettäväksi käsittelemätöntä vettä. (16, s. 115.)

On tärkeää määrittää onko kyseessä suljettu vai avoin järjestelmä. Suljetussa järjestelmässä sama jäähdytysvesi kiertää järjestelmässä joutumatta kosketuksiin ilman kanssa. (16, s. 115.)

Avoin järjestelmä on läpivirtausjärjestelmä tai siinä on jäähdytystorni. Jälkimmäisessä tapauksessa olennaista on pohtia jäähdyttimeen menevän veden eikä syöttöveden ominaisuuksia. Jäähdytystornissa tapahtuvan haihtumisen takia kiertoveden ionipitoisuus voi olla huomattavasti suurempi kuin alkuperäisen syöttöveden. (16, s. 115.)

Atlas Copcon GA110-160VSD -kompressoreiden laitemanuaalissa on eritelty tietyt minimilaatuvaatimukset jäähdytysvedelle. Vaatimukset ovat: Ryznarin stabiliteettiluku (RSI), veden pH-arvo, liuenneiden kiinteiden aineiden kokonaispitoisuus (TDS), kloridit ( $\text{Cl}^-$ ), vapaa kloori ( $\text{Cl}_2$ ), sulfaatit ( $\text{SO}_4^-$ ), karbonaattikovuus ( $\text{CaCO}_3$ ), ammoniakki, kupari, rauta ja mangaani, orgaaniset aineet ja liuenneet kiintoaineet. Veden laadun määrittely teoriassa on esitelty seuraavaksi. (16, s. 115.)

### **Ryznarin stabiliteettiluku (RSI)**

Ryznarin stabiliteettiluku (RSI) on parametri, jonka avulla voidaan ennustaa, onko vedellä taipumus liuottaa vai saostaa kalsiumkarbonaattia. RSI-luku lasketaan kaavan 4 mukaisesti. (16, s. 115.)

$$\text{RSI} = 2 \cdot \text{pH}_s - \text{pH}$$

*KAAVA 4.*

$\text{pH}_s$  = pH-arvo kyllästymispisteessä

pH = vesinäytteestä mitattu pH-arvo (huoneenlämmössä)

$\text{pH}_s$  lasketaan kaavan 5 mukaisesti.

$$\text{pH}_s = (9,3 + A + B) - (C + D)$$

*KAAVA 5.*

A = kiinteiden aineiden kokonaispitoisuus [mg/l]

B = korkein jäähdytysveden lämpötila [ $^{\circ}\text{C}$ ], ( $T = 75^{\circ}\text{C}$ )

C = karbonaattikovuus ppm [CaCO<sub>3</sub>]

D = HCO<sub>3</sub><sup>-</sup>-pitoisuus eli M-emäksisyys [mval/l] (16, s. 115-116)

Arvot A, B, C ja D saadaan taulukosta 9.

TAULUKKO 9. Tekijöiden A, B, C ja D arvot (16, s. 116)

Liuenneiden kiinteiden aineiden kokonaispitoisuus [mg/l]	A	Lämpötila [°C]	B	Ca-kovuus (ppm Ca-CO <sub>3</sub> )	C	M-emäksisyys [mval/l]	D
50 - 300	0,1	0 - 1	2,6	10 - 11	0,6	0,20 - 0,22	1,0
400 - 1000	0,2	2 - 6	2,5	12 - 13	0,7	0,24 - 0,26	1,1
		7 - 9	2,4	14 - 17	0,8	0,28 - 0,34	1,2
		10 - 13	2,3	18 - 22	0,9	0,36 - 0,44	1,3
		14 - 17	2,2	23 - 27	1,0	0,46 - 0,54	1,4
		18 - 21	2,1	28 - 34	1,1	0,56 - 0,70	1,5
		22 - 27	2,0	35 - 43	1,2	0,72 - 0,88	1,6
		28 - 31	1,9	44 - 55	1,3	0,90 - 1,10	1,7
		32 - 37	1,8	56 - 69	1,4	1,12 - 1,38	1,8
		38 - 44	1,7	70 - 87	1,5	1,40 - 1,76	1,9
		45 - 50	1,6	88 - 110	1,6	1,78 - 2,20	2,0
		51 - 56	1,5	111 - 138	1,7	2,22 - 2,78	2,1
		57 - 63	1,4	139 - 174	1,8	2,80 - 3,54	2,2
		64 - 71	1,3	175 - 220	1,9	3,54 - 4,40	2,3
		72 - 80	1,2	230 - 270	2,0	4,6 - 5,4	2,4
				280 - 340	2,1	5,6 - 7,0	2,5
				350 - 430	2,2	7,2 - 8,8	2,6
				440 - 550	2,3	9,0 - 11,0	2,7
				560 - 690	2,4	11,2 - 13,8	2,8
				700 - 870	2,5	14,0 - 17,6	2,9
				880 - 1000	2,6	17,8 - 20,0	3,0

Tulokseksi saadusta RSI-luvusta nähdään taulukon 10 perusteella käytettävän veden tila ja mitä toimenpiteitä vesi vaatii.

TAULUKKO 10. RSI-luvun tulkinta (16, s. 116 - 117)

RSI	Veden tila	Toimenpide
RSI < 3,9	Erittäin voimakas kiven muodostus.	Vettä ei voi käyttää.
4,0 < RSI < 5,5	Voimakas kiven muodostus.	Säännöllinen tarkistus ja kiven poisto tarpeen.
5,6 < RSI < 6,2	Vähäistä kiven muodostusta.	Veden käsittelyä ei tarvita. Ajoittaista tarkistusta suositellaan.
6,3 < RSI < 6,8	Neutraali vesi.	Veden käsittelyä ei tarvita. Ajoittaista tarkistusta suositellaan.
6,9 < RSI < 7,5	Vähäistä syöpymistä korkeissa lämpötiloissa.	Veden käsittelyä ei tarvita. Ajoittaista tarkistusta suositellaan.
7,6 < RSI < 9,0	Voimakasta syöpymistä.	Säännölliset tarkastukset tarpeen, korroosionestoaineen käyttöä suositellaan.
9,1 < RSI < 11	Erittäin voimakasta syöpymistä.	Säännölliset tarkastukset ja korroosionestoaineen käyttö tarpeen.
RSI > 11	Erittäin voimakasta syöpymistä koko vesijärjestelmässä.	Vettä ei pitäisi käyttää.

### pH

pH:n vaikutus on huomioitu Ryznar-indeksissä. Pelkkä pH-arvokin aiheuttaa eräitä lisärajoituksia sillä, pH > 6,8. (16, s. 117.)

### Liuenneiden kiinteiden aineiden kokonaispitoisuus (TDS)

Veden sisältämien ionien summa. Voidaan johtaa höyrystäminen jälkeisestä kuiva-ainemäärästä tai arvioida sähkönjohtavuuden perusteella. (16, s. 117.)

Avoimessa järjestelmässä TDS < 450 mg/l (< 580 µS/cm). (16, s. 117.)

### Kloridit (Cl<sup>-</sup>)

Kloridi-ionit aiheuttavat ruostumattomassa teräksessä kuoppakorroosiota.

Avoimessa jäähdytysjärjestelmässä kloridit < 150 ppm. (16, s. 117.)

### Vapaa kloori (Cl<sub>2</sub>)

Taso ei saa olla jatkuvasti yli 0,5 ppm. Lyhytaikaiset suuret pitoisuudet (> 2 ppm) eivät saa kestää yli 30 min/vrk. (16, s. 117.)



### **Sulfaatit (SO<sub>4</sub><sup>-</sup>)**

Avoimessa jäähdytysjärjestelmässä sulfaatit < 150 ppm. (16, s. 117.)

### **Karbonaattikovuus**

Avoimessa jäähdytysjärjestelmässä 50 - 500 ppm CaCO<sub>3</sub>. HCO<sub>3</sub><sup>-</sup> / SO<sub>4</sub><sup>2-</sup> pitäisi olla suurempi kuin 1. (16, s. 118.)

### **Ammoniakki**

Pienempi kuin 0,5 ppm. (16, s. 118.)

### **Kupari**

Pienempi kuin 1 ppm. (16, s. 118.)

### **Rauta ja mangaani**

Pienempi kuin 1 ppm. (16, s. 118.)

### **Orgaaniset aineet**

Ei saa sisältää levää ja öljyä. (16, s. 118.)

### **Liuenneet kiintoaineet**

Liukenemattomien hiukkasten koko pienempi kuin 1 mm ja pienempi kuin 10 ppm (16, s. 118.)

Koksaamalla käytettävät vesikierrot ovat toteutettu teknisellä vedellä, teollisuusvedellä ja Raahen vedellä. Vesien laaduista ei voitu suorittaa tarkkaa RSI-luvun laskentaa, kun kaikkia laskussa tarvittavia suureita ei ollut saatavilla. Näistä puhtain ja samalla kallein vesi on Raahen vesi. Teollisuusvesi otetaan viereisestä Kuljunlahdesta, ja ennen kiertoon menoa se käy läpi humuksen poiston. Tekninen vesi on näistä kolmesta likaisinta vettä, mutta kapasiteetiltaan suurin käyttövesi.

### **7.5.2 GA132-160VSD-kompressorin jäähdytysveden kierron toteutus**

GA132VSD- ja GA160VSD-kompressoreissa on suljettu primääripuolen jäähdytysjärjestelmä, jota jäähdytetään avoimella toisiopuolen jäähdytysveden kierrolla. Jäähdytysveden kiertoon on käytännössä kaksi vaihtoehtoa Kuljunlahden

teollisuusvesi tai kuivasammutuslaitoksen taajuusmuuttajien jäähdytysvesi, joka on suodatettua teollisuusvettä. Jäähdytysjärjestelmän putkikoko olisi DN 40.

### **Vaihtoehto 1**

Teollisuusvesi otetaan koksaamon vieressä olevasta Kuljunlahdesta. Se käy läpi humuksen poiston, jolloin pitoisuudet ovat huomattavasti paremmat kuin teknisen veden. Kuitenkaan veden laatu ei ole Atlas Copcon laatimien vesipitoisuuksien tasolla. Tämän vuoksi pitäisi asentaa suodatin ennen kompressoria, joka puhdistaisi veden ja varmistaisi sen käytettävyyden.

Ongelmia voi ilmetä teollisuusveden kapasiteetin riittävyydellä. Tällä hetkellä kierto on ajoittain hyvin lähellä maksimitasoa, jolloin kompressorin jäähdytysjärjestelmän lisääminen voi satunnaisesti aiheuttaa kapasiteetin ylityksen. Varsinkin talvisaikaan ongelmat ovat todennäköisempiä, kun ilma on viileämpää eikä vettä haihdu. Kapasiteetti ongelmien välttämiseksi kierto voitaisiin toteuttaa yhdistelmäkierrolla. Tällöin teollisuusveden kierto toimisi pää jäähdytysjärjestelmänä ja teknisen veden kierto toimisi kolmitieventtiilin avulla varakiertona. Suodatin toimisi tässäkin tilanteessa likaisuuksien poistajana, jolloin likaisempaa teknistä vettä olisi mahdollista käyttää. Paluulinja vedettäisiin teknisen veden kiertoon, jolloin se päätyisi jäähdytystornille.

### **Vaihtoehto 2**

Uuden kompressorin jäähdytysjärjestelmään voidaan hyödyntää kuivasammutuslaitoksella olevien taajuusmuuttajien jäähdytysvedenkiertoa. Taajuusmuuttajien jäähdytysveden kierto on toteutettu teollisuusvedellä. Vesi kulkee suodattimen kautta ennen tuloa taajuusmuuttajille, joten se on puhdasta poistuessaan paluuputkeen. Tässä vaihtoehdossa veden laatu olisi varmasti käyttökelpoista, eikä suodatinta tarvitsisi asentaa ennen kompressoria.

Taajuusmuuttajilta tuleva vesi on kesällä maksimissaan +30 °C:ista, ja kompressorin sallittu tuloveden lämpötila on +40 °C:tta. Taulukoista 6 ja 8 käy ilmi lisää kompressorin jäähdytykseen liittyviä raja-arvoja.

Tämän jäähdytysjärjestelmän toteuttamiseksi pitäisi vetää uusi putkilinja kuivasammutuslaitoksen taajuusmuuttajien ja uuden kompressorin välille. Uusi putkilinja turvaisi taajuusmuuttajien toiminnan, mikäli kompressorin vesijäähdy-

tys jouduttaisiin sulkemaan. Putkilinjan pituus olisi noin 330 metriä ja käytettävän materiaalin vaihtoehdot olisivat pintakäsitelty teräsputki tai Haitaripäällysteinen jäätymätön muoviputki. Ulkolinjaa putkella olisi noin 200 metriä, jolloin asianmukainen sulana pitokaapelointi on välttämätön.

Muoviputki olisi Haitaripäällysteinen, jonka eristeenä käytetään umpisoluista PEX-solumuovia. Putken kannakointi tehdään kaapelihyllyllä KS80-150. Ulkolinjaa ollessa noin 200 metriä, pitää jäätymisen eston vuoksi vetää sulana pitokaapelointi. Ulkolinjaosuuksilla täytyy myös käyttää eristettyä putkea. Muoviputken kustannustarkastelu käy ilmi taulukosta 11.

*TAULUKKO 11. Jäätymättömän vesijohtoputken kustannusarvio*

<b>Jäätymättömän vesijohtoputki (muoviletku)</b>	
Sisältää letkun, eristyksen ja sulana pitokaapelin	
Pituus noin 330 metriä, ulkolinjaa noin 200 metriä	
Eristettyosuus 50 €/m	10 000 €
Sisätilan osuus 15 €/m	2 000 €
Kaapelihylly KS80-150, 135 €/6 metriä	8 000 €
Asennus	10 000 €
<b>Hinta-arvio yhteensä noin 30 000 €</b>	

Toinen vaihtoehtoinen putkimateriaali olisi pintakäsitelty teräsputki, jonka kustannusarviointi esitellään taulukossa 12. Teräsputken hintaa nostaa ulkolinjaan tarvittava lämmityskaapelointi. Kustannusarvio pitää sisällään kaikki putkiston asennukseen tarvittavat osat ja suunnittelun.

TAULUKKO 12. Pintakäsitellyn teräsputken DN 40 kustannusarvio

<b>Pintakäsitelty teräsputki DN 40</b>	
Pituus noin 330 metriä, ulkolinjaa noin 200 metriä	
Käyrät 20 kappaletta	
Laipat 10 kappaletta	
Eristys	
Pellitys	
Kannakointi	
Putkipaketin hinta-arvio	35 000 €
Sähkösaatto, sulana pitokaapeli 100 €/m	20 000 €
Suunnittelutyöt	5 000 €
<b>Hinta-arvio yhteensä</b>	<b>55 000 €</b>

Mikäli tarvittava työpaine putkessa ei riitä kompressorille asti, asennetaan välille paineenkorotuspumppu. Jäähdytysveden paluu vedetään teknisen veden kiertoon, jolloin se päätyy jäähdytystornille, josta se joko jälleen käytetään tai puhalletaan pois.

Vesijäähdytysputken DN 40 painehäviötarkastelut lasketaan kaavan 6 mukaan. Se on tarkoitettu puhtaalle nesteelle suorassa putkessa. Taulukosta 2 saadulla arvolla voidaan laskea putken arvioiduksi kokonaispituudeksi 338 metriä. Taa-juusmuuttajilta lähtevän jäähdytysveden verkostopaineeksi arvioitiin noin 3 baria, tarkkaa arvoa ei tiedetä. Veden maksimitilavuusvirtaus GA132VSD-kompressorilla on 2,4 l/s eli noin 1,88 m/s ja GA160VSD-kompressorilla 2,9 l/s eli noin 2,27 m/s.

**GA132VSD-kompressorin vesijäähdytyksen painehäviölaskut**

Seuraavaksi lasketaan painehäviölaskut puhtaalle nesteelle suorassa putkessa.

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

KAAVA 6

$\Delta p$  = painehäviö [bar]

$l$  = putken pituus [m]

$d$  = putken sisähalkaisija [m]

$\rho$  = veden tiheys [kg/m<sup>3</sup>]

$v$  = virtaus nopeus [m/s] (16, s. 20)

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

KAAVA 7

$Re$  = Reynoldsin luku, ehto jos  $Re < 2100$  virtaus on laminaarista. Jos  $Re > 2100$  virtaus on turbulenttista.

$v$  = virtaus nopeus [m/s]

$d$  = putken sisähalkaisija [m]

$\nu$  = kinemaattinen viskositeetti [ $m^2/s$ ] (16, s. 19)

$$\text{Ratkaistaan ensin virtauksen laatu } Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,88 \text{ m/s} \cdot 0,0403 \text{ m}}{1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 75\,764 \text{ eli}$$

virtaus on turbulenttista.

Putki arvioidaan olevan sileä, joten putken  $\lambda$  voidaan laskea kaavalla 8.

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (16, \text{ s. } 21.)$$

KAAVA 8

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{75\,764}} = 0,0191$$

Saadut arvot sijoitetaan kaavaan 6. Painehäviöksi saadaan puhtaalle nesteelle suorassa putkessa laskettua

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = 0,0191 \cdot \frac{338 \text{ m}}{0,0403 \text{ m}} \cdot \frac{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,88^2 \text{ m/s}}{2} = 282\,527 \text{ Pa} \approx 2,8 \text{ bar}.$$

### GA160VSD-kompressorin vesijäähdytyksen painehäviölaskut

$$\text{Ratkaistaan ensin virtauksen laatu } Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{2,27 \text{ m/s} \cdot 0,0403 \text{ m}}{1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 91\,481 \text{ eli}$$

virtaus on turbulenttista.

Putki arvioidaan olevan sileä, joten putken  $\lambda$  voidaan laskea kaavalla 8.

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{91\,481}} = 0,0182$$

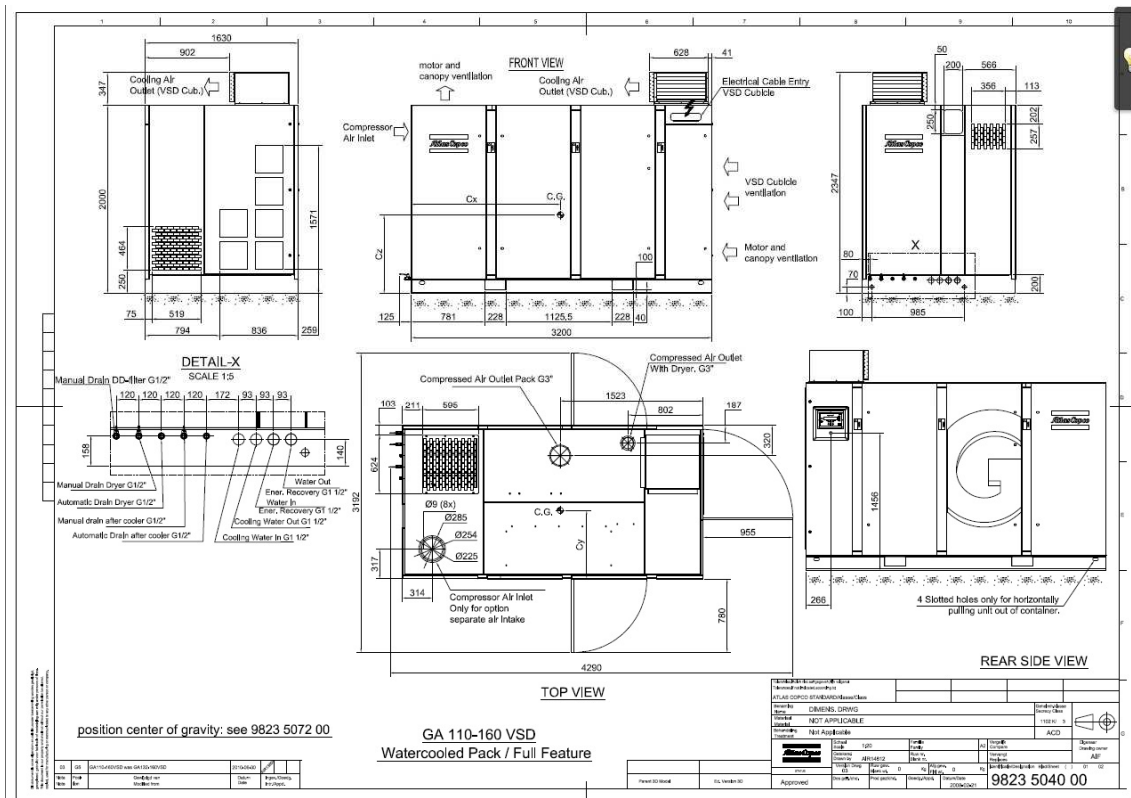
Saadut arvot sijoitetaan kaavaan 6. Painehäviöksi saadaan puhtaalle nesteelle suorassa putkessa laskettua

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = 0,0182 \cdot \frac{338 \text{ m}}{0,0403 \text{ m}} \cdot \frac{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 2,27^2 \text{ m/s}}{2} = 392 \text{ 344 Pa} \approx 3,9 \text{ bar}$$

Painehäviötä tapahtuu molemmissa tapauksissa, joten on suositeltavaa asentaa paineenkorotuspumppu. Suurempi putkikoko DN 50 tai DN 65 olisi myös harkittavissa.

#### 7.4 GA132VSD- ja GA160VSD-ruuvikompressorin asennusehdotus

GA132VSD- ja GA160VSD-kompressorit toimitetaan kuvan 9 mukaisesti valmiina pakettina, eikä se tarvitse asennukseen ulkoista instrumentti-ilmaa. Käyttöönoton vuoksi kompressorihuoneeseen on vedettävä sen tarvitsema vesijäähdytysputki, nykyisten Tamrock-kompressorien toimiessa ilmajäähdytyksellä.

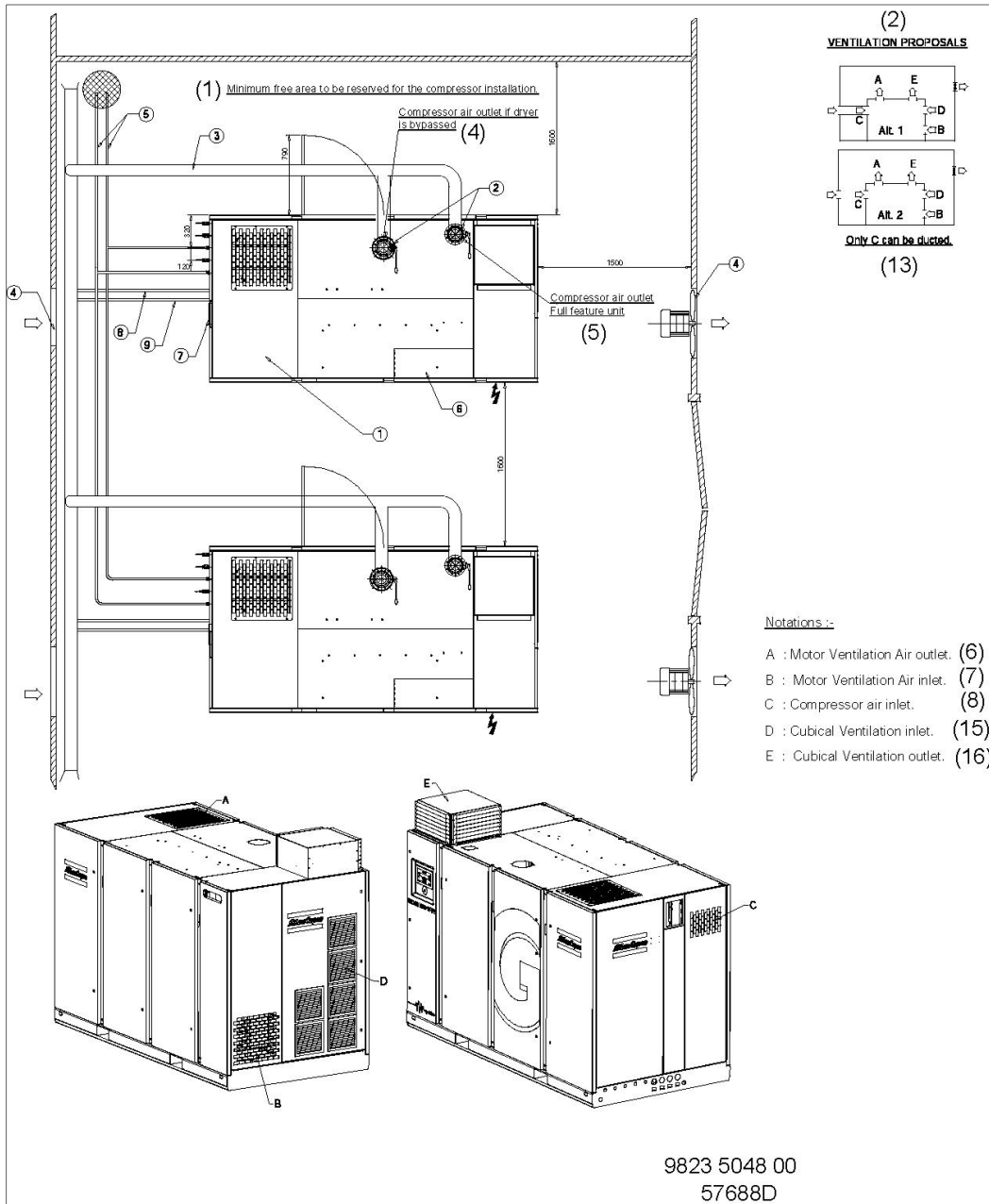


KUVA 9. GA110-160VSD-kompressorin mittakuva (17, s. 79)

Käytössä olevista kolmesta Tamrock 650 EA -kompressorista, yksi poistetaan käytöstä. Käytöstä poistettava siirretään varastoon varakoneeksi. Liitteestä 6 näkee kompressorit piirrettynä.

Kompressoreista numero 2 on käynyt läpi perusteellisen huollon vuonna 2011, joten sitä ei tulla poistamaan. Huollon yhteydessä siihen vaihdettiin muun muassa ruuviyksikkö ja öljynerotin, lisäksi sähkömoottori huollettiin. Poistettavan kompressorin valinnassa ratkaisevin tekijä on käyntiaika. 19.3.2014 tarkastetut käyntiajat olivat kompressori 1:llä 13011 h ja kompressori 3:lla 1733 h.

Poiston ja asennuksen kannalta käytännöllisin olisi poistaa kompressori numero 3, koska se mahdollistaisi suuremman työskentelytilan. Kuvasta 10 nähdään uuden GA110-160VSD kompressorin asennukseen vaadittava vapaa tila. Kompressorihuoneen järjestystä tulisi muuttaa siten, että nykyisistä numero 2 säilyy ennallaan, numero 3 siirrettäisiin poistettavan numero 1:n tilalle. Tällöin uusi kompressori saataisiin asennettua numero 3:n tilalle ja työskentelytilaa olisi riittävästi.



KUVA 10. GA110-160VSD-kompressorin kompressorihuone ja vaadittavat työskentelytilat (17, s. 83)

### 7.6 GA132VSD- ja GA160VSD-ruuvikompressoreiden vertailua

Öljytiivistettyt ruuvikompressorit GA132VSD ja GA160VSD ovat mitoitukseltaan samankokoisia ja valmiita kompressoriyksiköitä. GA160VSD on 6 900 euroa kalliimpi kuin kokoluokkaa pienempi GA132VSD.



Koksaamon kolmen paineilmasäiliön kapasiteetin ollessa  $64,5 \text{ m}^3$ , riittäisi GA160VSD-kompressorin tuottoalue koko koksaamon paineilman tuottoon. Yli  $61 \text{ m}^3$ :n verkkokapasiteetti toimisi puskurina, jolloin ylikuormituksia ei pääsisi syntymään nykyisellä kulutusprofiililla. GA132VSD-kompressorin tuottoalue (93 - 457 l/s) on sen verran pienempi, että rinnalla jouduttaisiin käyttämään Tamrock 650-kompressoria.

Arvioiduilla energian vuosikustannuksilla ei ole huomattavia eroja, sillä molemmat pääsevät noin 29 000 euron säästöihin verrattaessa nykyiseen kokoonpanoon. Takaisinmaksuaika laskettiin vuosittaisen energiakustannuksen perusteella, mikä oli 2,5 kuukautta pidempi GA160VSD-kompressorilla. Huoltokustannusten arvioidaan olevan GA132VSD-kompressorilla 4 800 euroa vuodessa ja GA160VSD-kompressorilla 5 300 euroa vuodessa. Lisää kompressoreiden teknisiä eroja ja laskennallisia energiakustannuseroavaisuuksia löytyy taulukosta 13.

TAULUKKO 13. GA132VSD- ja GA160VSD-kompressoreiden tekniset erot ja laskennalliset energiakustannuseroavaisuudet (14)

	GA132VSD-8,5	GA160VSD-8,5
Maksimi jäähdytysveden virtaus (dT 15°C)	2,4 l/s	2,9 l/s
Jäähdytysveden painehäviö (dT 15°C)	0,6 bar	0,9 bar
Äänenvoimakkuus	68 db	69 db
FAD paineessa 7 bar max r/min	457 l/s	540 l/s
Pääakselin tehontarve paineessa 7 bar max r/min	153 kW	186 kW
Simuloitu sähkönkulutus viikon mittausjaksolla	23,3 MWh/vko	23,1 MWh/vko
Arvioidut energian vuosikustannukset 58 €/MWh	67 600 €/a	67 000 €/a
Arvioidut energiankulutuksen säästöt vs. nykyinen kokoonpano	29 000 €/a	29 600 €/a
Arvioidut kokonaisenergiäsäästöt lämmönläpöteotolla vs. nykyinen	63 000 €/a - 68 000 €/a	63 600 €/a - 68600 €/a
Arvioidut huoltokustannukset vuodessa	4800 €/a	5300 €/a
Arvioidut vuosikustannukset yhteensä	72 400 €/a	72 300 €/a
Arvioitu takaisinmaksuaika (energiakustannuksilla)	2 v 4,5 kk	2 v 7 kk
Arvioitu takaisinmaksuaika LTO:lla varustettuna	11 - 12 kk	13,5 - 14,5 kk

## 8 KOKSAAMON PAINEILMAVERKKO JA MITTAUSOHDAT

### 8.1 Koksaamon paineilmaverkko

Koksaamolla on oma paineilmaverkosto, jolle kolme ruuvikompressoria tuottaa paineilmaa. Kompressoreiden yhteenlaskettu maksimituottomäärä on noin 54,3 m<sup>3</sup>/min ja ottoteho 330 kW. Paineilmaverkon suurimpia käyttäjiä ovat paineilmatykit, joita löytyy annostelulaitokselta ja patteriston hiilitornilta. Lisäksi paineilmaa käytetään jäähdytysilmana graffitin poltossa ja instrumentti-ilmana muun muassa kamerakoteloissa.

Koksaamon paineilmaverkko koostuu suorista ja rengasverkoista ja putkimateriaali on terästä. Runkoputkien mitat vaihtelevat DN 50 - DN 150 välillä. Alueella on sijoitettu kolme paineilmasäiliötä yhteistilavuudeltaan 64,5 m<sup>3</sup>. Kaksi säiliötä 5 m<sup>3</sup>:n ja 10 m<sup>3</sup>:n sijaitsevat puhallin- ja kompressorihuoneen vieressä. Suurin 49,5 m<sup>3</sup>:n paineilmasäiliö sijaitsee annostelulaitoksen vieressä ja toimii paineilman tasaajana annostelulaitoksen paineilmatykeille.

### 8.2 Paineilmaverkon mittauskohdat

Paineilmaverkon mittauskohdiksi valittiin alun perin viisi kohdetta, mutta aikataulun ja mittalaitteiston toimimattomuuden vuoksi paineilman mittauskohtia jouduttiin vähentämään yhteen. Mittauspisteillä oli tarkoitus selvittää paineilman tilavuusvirtausta ja virtaussuuntia eri osastojen runkoputkissa koksaamon alueella. Saatujen tulosten perusteella olisi voitu selvittää putkiston painehäviöitä ja paineilman kulutusta. Lisäksi pyydettiin mittaamaan koksaamon typpilinjan tilavuusvirtausta tehtaalta tulevasta putkesta.

## **9 PAINEILMAVERKON MITTAUSTULOKSET JA NIIDEN TARKASTELU**

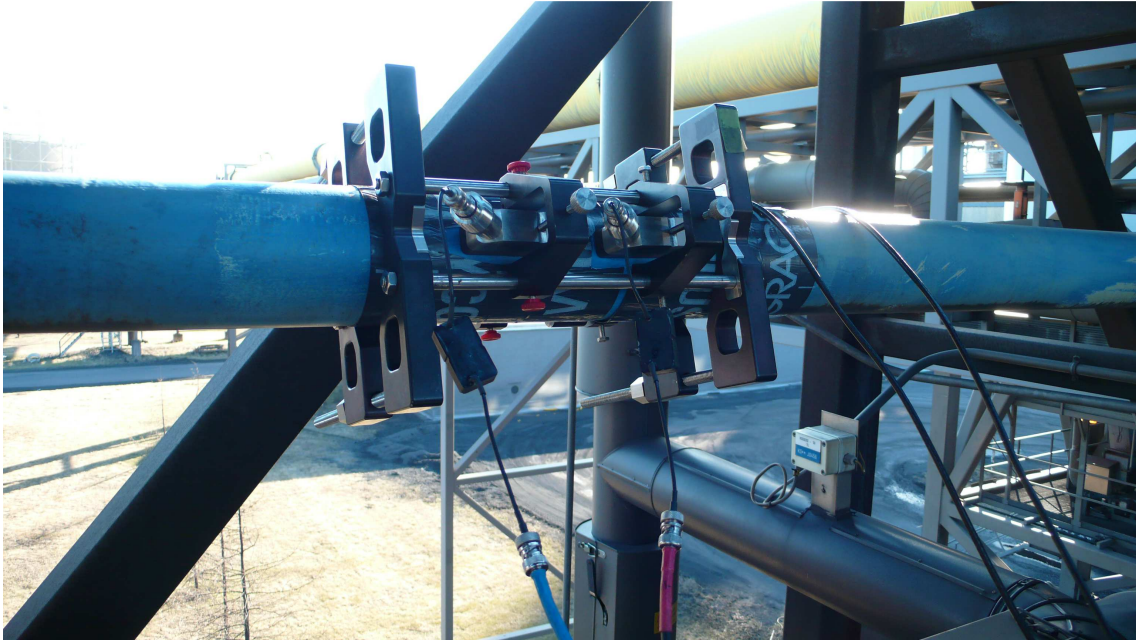
Paineilmalinjan mittauskohteiden vähentäminen yhteen merkitsi, ettei paineilma-verkon kartoitusta saatu suoritettua suunnitellusti. Lisämittauksena pyydettiin tarkastamaan tehtaalta tulevan typpilinjan virtaama. Näillä kahdella mittauskohteella päätettiin mitata testausmielessä. Vanhempi kaasumittari PT878GC kuitenkin paljastui toimintakyvyttömäksi. Näin ollen mittaukset suoritettiin uudemmalla CTF878-kaasumittarilla, joka saatiin lainakäyttöön.

### **9.1 Puhallin- ja kompressorihuone - kuivasammutuslaitos DN 150**

Mittauspiste numero 1 sijaitsee puhallin- ja kompressorihuoneen vieressä olevalla putkisillalla. Mittausta ei saatu suoritettua. Syitä tähän saattoi olla putken sen hetkinen pieni virtaama, koska hiiltä ei todennäköisesti poltettu mittauksen aikana. Lisäksi kaksi anturien tasauspalkkaa puuttui pakkauksesta, jolloin antureita ei voitu kohdistaa oikein.

### **9.2 Tehtaalta tuleva typpilinja DN 100**

Lisämittauksena suoritettiin tehtaalta tulevan typpilinjan virtaus. Mittaus saatiin onnistumaan ja lyhyen noin 10 minuutin mittauksen aikana virtaukset vaihtelivat välillä 75 l/s - 82,4 l/s. Kuvassa 11 on CTF878 kaasumittari mittaamassa tehtaalta tulevaa typpilinjan virtaamaa.



KUVA 11. CTF878 Clamp On -kaasumittari kiinni typpilinjassa

Kaavalla 3 voidaan laskea typpilinjan arvioitu painehäviö. Vertailuarvona käytetään runkoputkille tarkoitettua 0,05 barin painetta. Putken paksuus mitattiin neljästä eri kohdasta ja keskiarvoksi saatiin 4,56 millimetriä. Sisähalkaisijaksi saadaan 106,08 millimetriä. Typpilinjan pituudeksi arvioitiin noin kaksi kilometriä ja 90 asteen mutkia on noin 15. Taulukosta 2 saadulla arvolla voidaan laskea putken arvioiduksi kokonaispituudeksi 2 024 metriä.

Painehäviö saadaan laskettua kaavalla 3 ja vastausta verrataan runkoputkien painehäviöarvoon 0,05 bar.

$$\Delta p = 450 \cdot \frac{q_c^{1,85} \cdot l}{d^5 \cdot p} = 450 \cdot \frac{82,4^{1,85} \text{ l/s} \cdot 2024 \text{ m}}{106,08^5 \text{ mm} \cdot 6 \text{ bar}} = 0,0396 \text{ bar} \approx 0,04 \text{ bar} < 0,05 \text{ bar}$$

Painehäviö pysyy sallitussa rajassa, joten putkikoko on sopiva.

## 10 RUUKIN TEHTAAN VOIMALAITOKSEN JA KOKSAAMON VÄLINEN PAINEILMAN YHDYSTPUTKI

Ruukin tehtaan voimalaitoksen ja koksaamon välillä on etäisyyttä noin kaksi kilometriä. Koksaamon ja voimalaitoksen välillä ei ole olemassa paineilmayhteyttä. Yhdysputken rakentamisesta on tehty tilaus voimalaitoksen ja rikinpoistolaitoksen välille, josta saisi vedettyä putkihaaran koksaamolle.

Selvityksen mukaan paineilmayhdysputki olisi malliltaan DN 200,  $D_u = 219,5$  mm, putken paksuus  $s = 1,5$  mm ja putken pituus  $l = 2100$  m. Putki olisi pintakäsitelty virtaavan aineen mukaan, joka olisi T-M 340. Tämän kokoluokan runkoputki lisäisi huomattavasti paineilma-verkon kapasiteettia, jolloin se toimisi hyvänä paineilma-verkon säiliönä ja paineen tasaajana. Ison kapasiteetin putkesta voi tulevaisuudessa ottaa lisää haaroja.

Runkoputki voitaisiin asentaa voimalaitoksen ja koksaamon väliselle putkisillalle, jossa kulkee kaasu- ja höyryputkia. Paineilman yhdysputken kustannusarvio välille voimalaitos - koksaamo käy ilmi taulukosta 14.

*TAULUKKO 14. Voimalaitos - koksaamoyhdysputken kustannusarvio*

<b>Putki DN 200</b>	
Pituus 2100 m, putkimateriaali 50 €/m ja pintakäsittely 35 €/m	180 000 €
Putki käyrät 90 astetta, noin 60 kpl	5 000 €
Laipat PN 10, noin 10 kpl	2 000 €
Putkikannakkeet, noin 300 kpl	30 000 €
Venttiilit käsikäytöllä, 4 kpl	3 000 €
Kannakoinnin teräsosat, noin 2000 kg	10 000 €
Asennustyö noin 2500 h * 60 €/h = 150 000 €	170 000 €
Asennusnostot	80 000 €
Putkiston suunnittelu 600 h * 60 €/h = 36 000 €	40 000 €
	Yhteensä 520 000 €
<b>Kokonaishinta 520 000 € (248 €/m)</b>	

## 11 YHTEENVETO

Työssä tehtiin esiselvitys koksaamolle hankittavasta ruuvikompressorista, tarkastettiin paineilmaverkkoa ja suoritettiin tarvittavia virtausmittauksia. Lisäksi selvitettiin voimalaitoksen ja koksaamon välisen runkoputken kustannusarvio.

Kompressorin esiselvityksessä vertailtiin kahden vaihtoehdon eli GA132VSD- ja GA160VSD-ruuvikompressorin välisiä eroavaisuuksia. Lisäksi vertailtiin energiatehokkuutta nykyisin käytössä oleviin Tamrock 650-ruuvikompressoreihin.

GA132VSD- ja GA160VSD-kompressorit ovat taajuusmuuttajakäyttöisiä ruuvikompressoreita, joten tyhjäkäyntiin kuluva hukkaenergiaa ei näiden ajaessa tapahtuisi. Arvioidut säästöt energiakustannuksissa ovat molemmilla noin 29 000 euron suuriset verrattaessa nykyiseen kokoonpanoon. Takaisinmaksuaikoja laskettaessa otettiin huomioon energiaan menevät kustannukset vuosittain ja näiden tulosten perusteella saatiin takaisinmaksuajaksi GA132VSD-kompressorille 2 vuotta 4,5 kuukautta ja GA160VSD-kompressorille 2 vuotta 7 kuukautta. Kompressorin on mahdollista ottaa optiona lämmöntalteenotto, jolloin takaisinmaksuaika lyhenee GA132VSD:llä noin 11 - 12 kuukauteen ja GA160VSD:llä noin 13,5 - 14,5 kuukauteen.

GA132VSD-kompressorin maksimituoton ollessa 457 l/s pitäisi rinnalla ajaa Tamrock 650 -kompressoria, jotta paineilman tarve saataisiin tuotettua. GA160VSD-kompressorin maksimituoton ollessa 540 l/s riittäisi se yksittäisiä huippuja lukuun ottamatta kattamaan koko paineilmatarpeen. Koksaamon alueella olevien paineilmasäiliöiden yhteenlasketun tilavuuden yltäessä 64,5 m<sup>3</sup>:oon toimii se riittävänä paineen tasaajana paineilmaverkolle.

GA132VSD- ja GA160VSD-kompressoreiden jäähdytysvesijärjestelmän toteuttamiseen on kaksi vaihtoehtoa. Vaihtoehto 1 on Kuljunlahdesta otettava teollisuusvesi, ja vaihtoehto 2 on kuivasammutuslaitoksen taajuusmuuttajien jäähdytykseen käytettävä teollisuusvesi.

Kuljunlahdesta otettava vesi käy läpi humuksen poiston, mutta liikapitoisuuksien vuoksi pitäisi asentaa suodatin ennen kompressoria. Lisäksi tässä vaihtoehdos-

sa voisi ilmetä talviaikaan kapasiteettiongelmia, kun ilman viileyden takia vettä ei haihdu luonnollisesti.

Vaihtoehto 2 olisi kustannuksiltaan kalliimpi vaihtoehto, koska taajuusmuuttajilta pitäisi vetää uusi putkilinja kompressorille. Tämä sen takia, ettei taajuusmuuttajien toiminta vaarantuisi kompressorin vika- tai huoltotilanteiden aikana. Veden kapasiteettiongelmia ei ilmenisi tässä vaihtoehdossa. Putkilinjan toteuttamiseen olisi valittavissa joko pintakäsitelty teräsputki tai haitaripäällysteinen jäätymätön muoviletku. Muoviletkun kustannusarvio on noin 30 000 euroa, kun teräsputken kustannusarvio on noin 55 000 euroa. Molempien paluukierto vedettäisiin teknisen veden kiertoon, jolloin vesi päätyisi jäähdytysveden torneille.

Paineilmaverkon tarkastelu jäi minimiin mittalaitteiston ongelmien ja aikataulun vuoksi. Näin ollen paineilmaverkon eri mittauskohteiden tilavuusvirrat jäivät mittaamatta, jolloin putkiston toimivuus eli painehäviöiden laskenta ei onnistunut. Lainalaitetta eli CTF878 Clamp On -kaasumittaria käytiin testausmielessä kokeilemassa ja typpilinjalta saatiin tuloksia tilavuusvirran vaihdellessa 75 l/s - 82,4 l/s.

Väliin voimalaitos - koksaamo uudelle paineilmayhdysputkelle tulisi kokonaispituutta noin 2 100 metriä. Koska putki on DN 200 -teräsputki, lisäisi se huomattavasti paineilman kapasiteettia ja toimisi hyvänä säiliönä että paineilman tasajana. Arvioidut kokonaiskustannukset nousisivat noin 520 000 euroon.



## LÄHTEET

1. Ruukki historia. Saatavissa: <http://www.ruukki.fi/Tietoa-yhtiosta/Historia>. Hakupäivä 10.2.2014.
2. Koksaamon historia. 2012. Rautaruukki Oyj Intra. Saatavissa: [http://intra.rrsteel.net/sites/msa/BSSA/Documents/Raahe/Esittelymateriaali/Rauta\\_Energia/Koksaamon\\_lukuja\\_historia.ppt](http://intra.rrsteel.net/sites/msa/BSSA/Documents/Raahe/Esittelymateriaali/Rauta_Energia/Koksaamon_lukuja_historia.ppt). Hakupäivä 10.2.2014.
3. Koksaamon prosessit. 2012. Rautaruukki Oyj Intra. Saatavissa: [http://intra.rrsteel.net/sites/msa/BSSA/Documents/Raahe/Esittelymateriaali/Rauta\\_Energia/Koksaamon%20prosessit.ppt#304,2,Slide 2](http://intra.rrsteel.net/sites/msa/BSSA/Documents/Raahe/Esittelymateriaali/Rauta_Energia/Koksaamon%20prosessit.ppt#304,2,Slide 2). Hakupäivä 10.2.2014.
4. Ellman, Asko – Hautanen, Juha – Järvinen, Kari – Simpura, Antti 2002. Pneumatiikka. Helsinki: Edita Prima Oy.
5. Marttila, Seppo 2009. Teknillinen Termodynamiikka, 6 op. Oppijakson oppimateriaali lukuvuodelle 2009 - 2010. Oulu: Oulun seudun ammattikorkeakoulu, Tekniikan yksikkö.
6. Compressed Air Manual. 7th Edition. 2010. Atlas Copco, Atlas Copco Airpower NV.
7. Manninen, Matti 2006. Paineilmaverkon selvitys. Opinnäytetyö. Oulu: Oulun seudun ammattikorkeakoulu, kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma.
8. Lindberg, Suvi 2013. Virtuaaliakustinen mallinnus akustisen suunnittelun apuna. Opinnäytetyö. Espoo: Metropolian ammattikorkeakoulu, mediatekniikan koulutusohjelma. Saatavissa: <http://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/58428/virtuaaliakustinenmal.pdf?sequence=1>. Hakupäivä 2.4.2014.
9. PT878GC. FinnPri Oy. Saatavissa: <http://www.finnpri.fi>. Hakupäivä 16.4.2014.

10. TransPort PT878GC. Panametrics Ultrasonic Portable Gas Flowmeter. GE Sensing. Saatavissa: <http://www.ge-mcs.com/download/co2-flow/pt878gc.pdf>.
11. Heikkilä, Eero. FinnPri Oy. Automaatioväylä. 1/2009.
12. 750 EA. Käyttö- ja huolto-ohjeet. Tamrock compressed air.
13. Puonti, Teemu 22.5.2013. Tamrock 650 EA ruuvikompressorin simulointimateriaali. Atlas Copco.
14. Puonti, Teemu 22.5.2013. GA132VSD-8,5 ruuvikompressorin simulointimateriaali. Atlas Copco.
15. Puonti, Teemu 22.5.2013. GA160VSD-8,5 ruuvikompressorin simulointimateriaali. Atlas Copco.
16. Fonselius, Jaakko 1999. Hydraulikka. Helsinki: Oy Edita Ab.
17. GA 110 VSD, GA 132 VSD, GA 160 VSD 2011. Ohjekäsikirja. Atlas Copco.

## LIITTEET

Liite 1 Lähtötietomuistio

Liite 2 Tamrock 750 EA ruuvikompressorin tuoton säätö. Käyttö- ja huolto-ohjeet. Tamrock compressed air

Liite 3 Tamrock 650 kompressoriaseman mittaukset. Atlas Copco. 22.5.2013

Liite 4 Tamrock 650 + GA132VSD kompressoreiden simulointi. Atlas Copco. 22.5.2013

Liite 5 Simulointi GA160VSD-kompressori. Atlas Copco. 22.5.2013

Liite 6 Rautaruukki Oyj, koksamo, puhallin- ja kompressorirakennus, paineilmaputkisto, taso ja leikkaukset

## LÄHTÖTIETOMUISTIO

Tekijä Ville-Pekka Jokinen \_\_\_\_\_

Tilaaaja Ruukki Metals Oy \_\_\_\_\_

Tilaaajan yhdyshenkilö ja yhteystiedot

Matti Kortesus \_\_\_\_\_

Matti.kortesus@ruukki.com \_\_\_\_\_

Työn nimi Koksaamon paineilmajärjestelmän kehittäminen \_\_\_\_\_

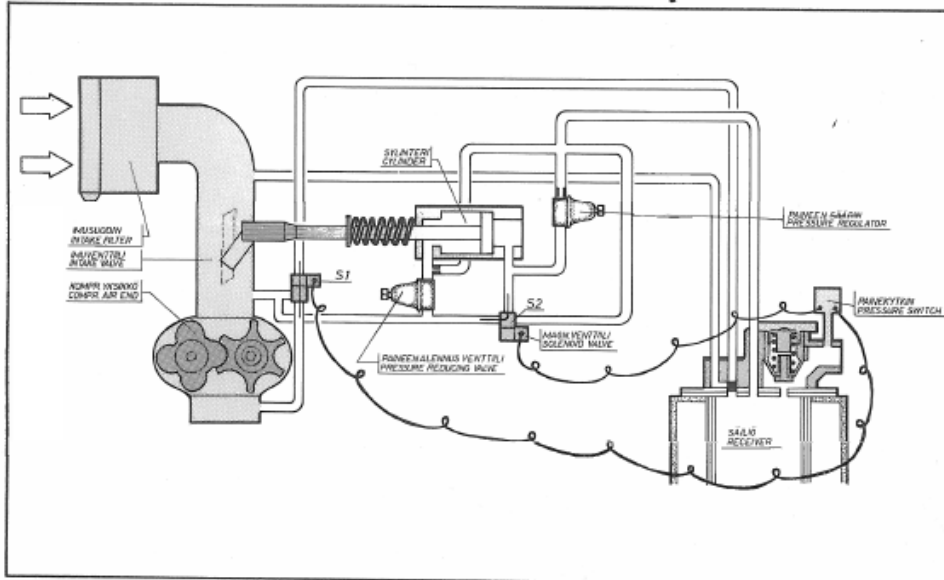
Työn kuvaus Koksaamolla käytettävä paineilma tuotetaan kolmella kompressorilla. Tavallisesti kaksi kompressoria käy koko ajan ja kolmas on kevennyksellä. Ongelmana on laitteiston energiatehokkuus ja paineilman riittävyys. Vuonna 2014 systeemiä modernisoidaan siten, että yksi kompressoreista tulee olemaan tuotannossa jatkuvasti ja uusi kompressori on säätävänä. Paineilma-verkoston kunto ja mitoitus tulee selvittää uutta käyttöä ajatellen kuten myöskin koksaamon ja muun tehtaan välisen paineilmayhteyden tarve. \_\_\_\_\_

Työn tavoitteet Työssä tehdään hankinnan suunnittelua tukevaa esiselvitystä. Työn tavoitteena on selvittää hankittavan ja asennettavan laitteiston ja paineilma-verkoston vaatimuksia sekä käytön luotettavuutta ja energiatehokkuutta. \_\_\_\_\_

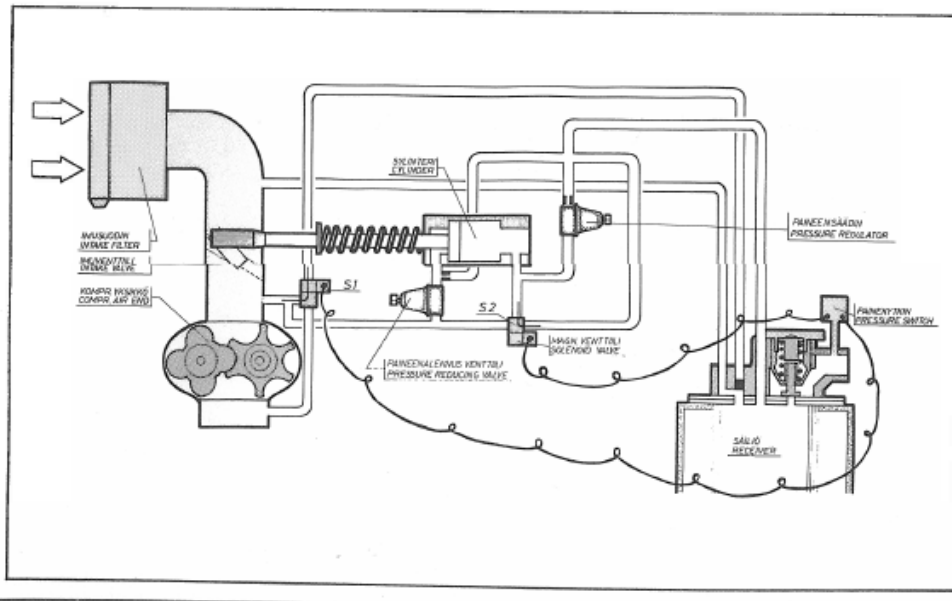
Tavoiteaikataulu Työ tehdään aikavälillä 27.1.2014 – 26.4.2014. Laitteistohankinnan määrittelyä tukeva esiselvitys tehdään ensin helmikuun 2014 loppuun mennessä, tämän jälkeen paneudutaan verkoston tarkasteluun. \_\_\_\_\_

Päiväys ja allekirjoitukset 27.1.2014 Ville-Pekka Jokinen, Matti Kortesus \_\_\_\_\_

### Kompressorikäytöllä

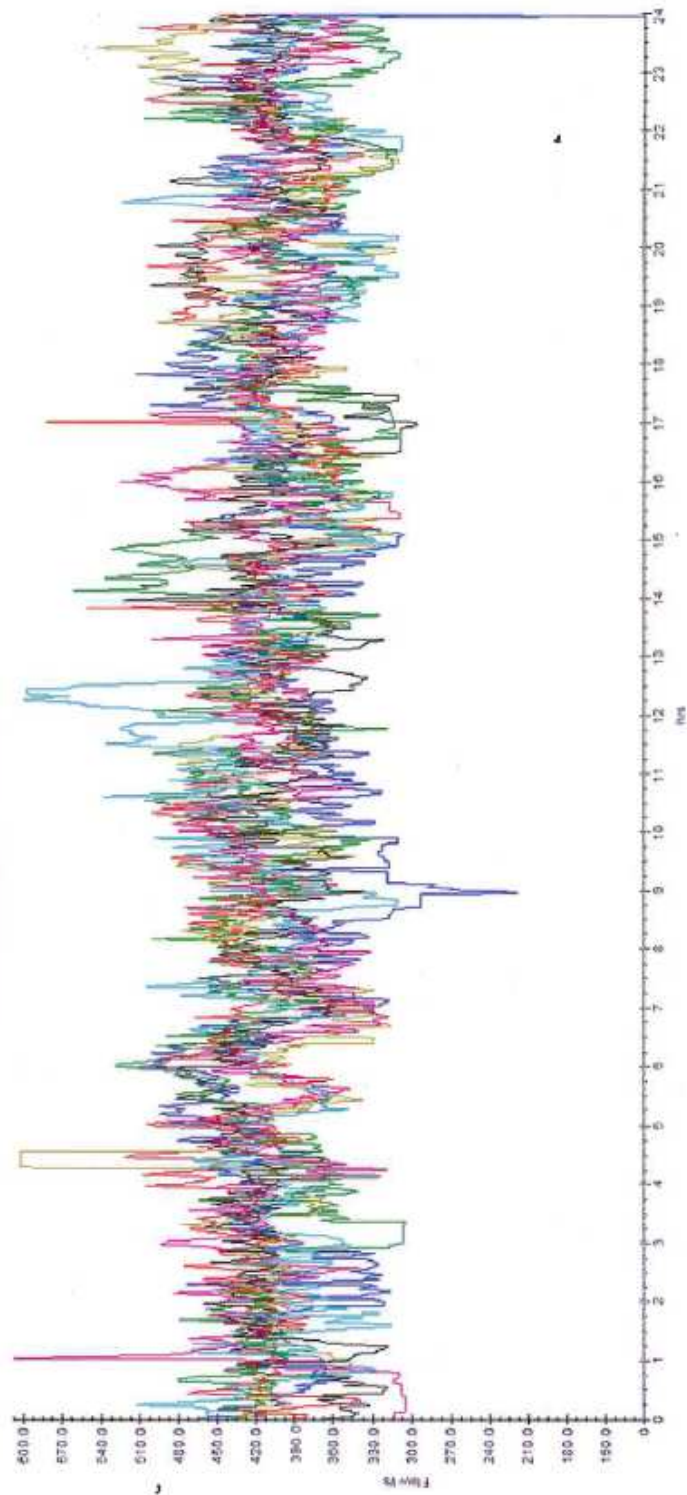


### Kompressorikäytöllä kevennyksellä



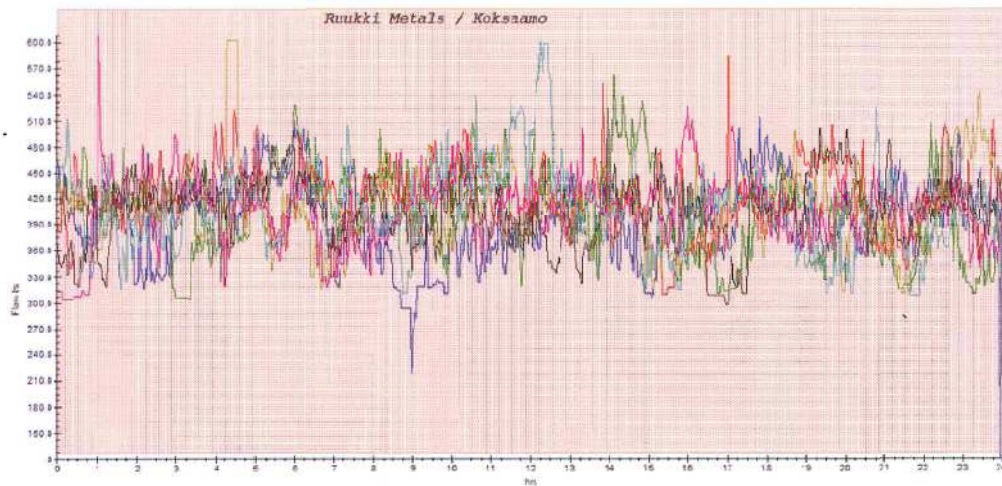
# Kompressoriasema / mittaus

Ruukki Metals / Koksaaamo



- Keskikulutus: n. 400 l/s n. 24,0 m<sup>3</sup>/min
- Minimikulutus: n. 300 l/s n. 18,0 m<sup>3</sup>/min
- Maksimikulutus: n. 600 l/s n. 36,0 m<sup>3</sup>/min

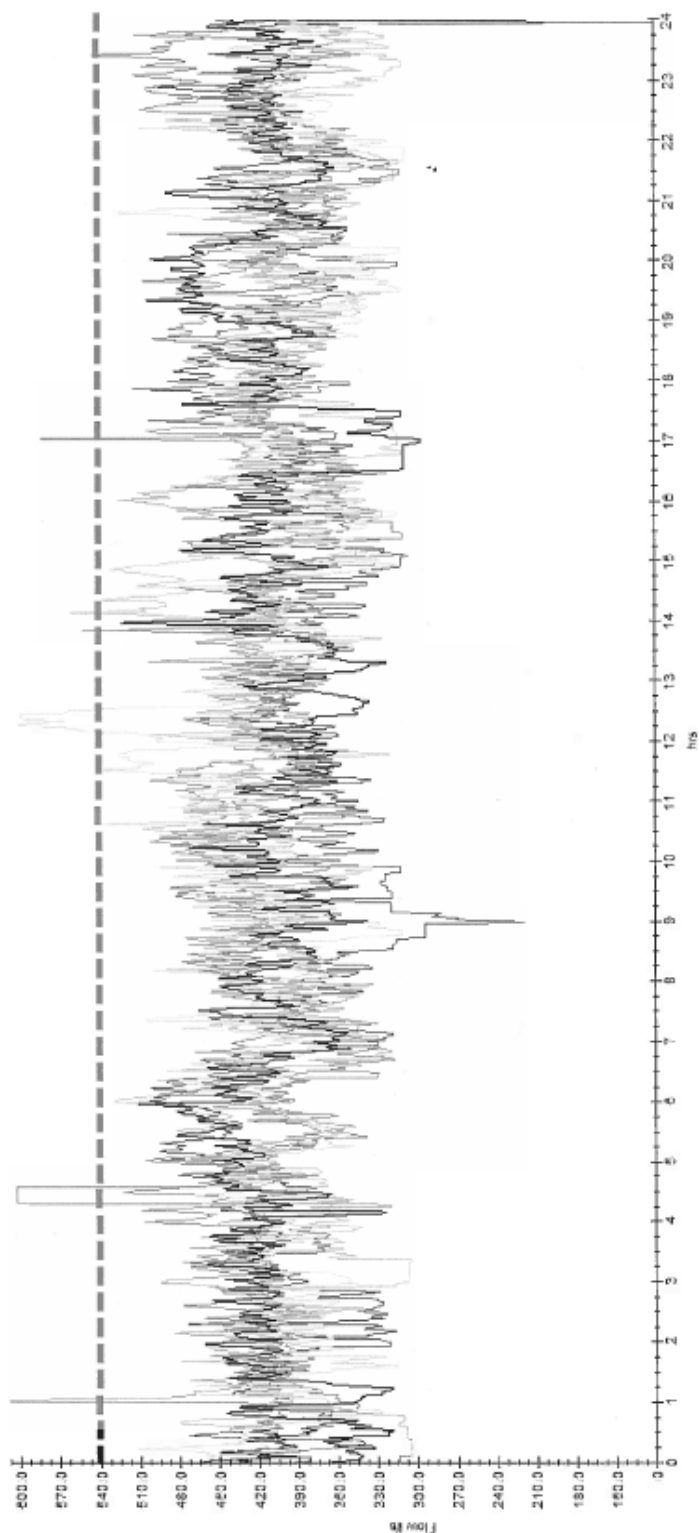
## Simulointi 1



	Tamrock 650	GA132VSD-8,5	Tuoto
■ FAD@7bar, 1xTR	305 l/s	93-457 l/s	93-762 l/s
■ FAD@7bar, 2xTR	610 l/s	93-457 l/s	703-1067 l/s
■ FAD@7bar, 3xTR	915 l/s	93-457 l/s	1003-1372 l/s

# Simulointi

Ruukki Metals / Koksamo



Tamrock 650 (3kpl) GA160VSD-8,5

▪ FAD@7bar

▪ 305 /610/915 l/s

▪ 93-540 l/s

▪ Iso säiliötilavuus toimii puskureina ylityksille, käytännössä koko kulutus tarve voidaan hoitaa GA160VSD:llä

▪ Ilmantarpeen kasvaessa pysyvästi, voidaan nykyisiä laitteita käyttää pohjakuormakompressoreina.

**Atlas Copco**



