

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO  
Teknillinen tiedekunta  
Energia- ja ympäristötekniikan osasto  
BH10A0200 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

**MEKAANINEN AKSELITIIVISTE JA SEN TOIMINTAYMPÄRISTÖ  
KESKIPAKOPUMPUSSE**

Lappeenrannassa 26.11.2007

0261424

Petteri Peltola

ENTE

# SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLILUETTELO.....	1
1. JOHDANTO .....	3
1.1. Sulzer-konserni ja Sulzer Pumps.....	4
1.2. Keskipakopumppu .....	4
1.3. Pumpun akselitiivistys .....	5
2. MEKAANINEN AKSELITIIVISTE .....	7
2.1. Käyttöalueet .....	8
2.2. Rakenne ja toiminta .....	8
2.3. Toimintaan vaikuttavat fysikaaliset tekijät .....	10
2.3.1. Kokonaisvoima liukupinnoilla .....	10
2.3.2. Liuku- ja virtauskitkamomentit .....	11
2.3.3. Lämmönmuodostus, lämmönsiirto ja lämpötilamarginaali.....	11
3. TOIMINTAOLOSUHTEET JA -YMPÄRISTÖ .....	16
3.1. Pumpattava neste .....	16
3.1.1. Lämpötila.....	17
3.1.2. Korroosio ja kuluminen.....	17
3.1.3. Kiehumispiste ja höyrynpaine .....	18
3.2. Tiivistetila .....	18
3.2.1. Kehitys .....	18
3.2.2. Kaupalliset sovellukset ja patentit .....	21
3.2.3. Standardit.....	24
3.3. Juoksupyörä.....	25
3.3.1. Paineentasausreiät .....	27
3.3.2. Takasiivekkeet .....	27
3.4. Muutokset pumppausprosessissa.....	27
4. YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET .....	28
LÄHDELUETTELO .....	31

## SYMBOLILUETTELO

$A$	pinta-ala	[m <sup>2</sup> ]
$c$	vällys	[m]
$C_m$	häviökerroin	
$c_p$	ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa	[J/kgK]
$D$	halkaisija	[m]
$F$	voima	[N]
$g_s$	ominaistilavuus	
$H$	nostokorkeus	[m]
$K$	muotokerroin	
$L$	pituus	[m]
$M$	momentti	[Nm]
$n$	pyörimisnopeus	[rpm]
$p$	paine	[Pa]
$Q$	lämpömäärä	[J]
$q_m$	massavirta	[kg/s]
$R$	säde	[m]
Re	Reynoldsin luku	
$T$	lämpötila	[°C]
$u$	tangentiaalinopeus	[m/s]
$v$	kehänopeus	[m/s]
$x$	pituus	[m]
$\lambda$	lämmönjohtumiskerroin	[W/mK]
$\mu$	kitkakerroin	
$\mu_v$	dynaaminen viskositeetti	[kg/sm]
$\rho$	tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]

### Alaindeksit

F, f liukukitka

fv	höyrystymis-
G	virtauskitka
h, o	hydraulinen
i	liukupinta
iy	imuyhde
j	johtuminen
k	konvektio
m	marginaali
s	jousi
t	tangentiaalinen
tt	tiivistetila

## 1. JOHDANTO

Mekaaninen liukurengastiiviste on noussut käytetyimmäksi akselitiivistetyypiksi teollisuuden prosessipumpuissa. Erilaisten modifikaatioiden runsas lukumäärä, laaja käyttöalue ja tarpeen tullen soveltuvuus vaativiinkin olosuhteisiin tekevät mekaanisesta tiivisteestä luonnollisen valinnan monelle pumppuvalmistajalle.

Pumppujen alasajot ja seisokit johtuvat hyvin usein akselitiivisteiden vioittumisesta. Monesti itse tiivisteessä ei ole vikaa, vaan tiivistetilän olosuhteet ovat kunnollisen toiminnan kannalta raskaat ja kuluttavat. Mekaaninen liukurengastiiviste, jossa tiivistävät pinnat liukuvat toisiaan vasten, vaatii ympäristöltään tietyt edellytykset toimiakseen halutulla tavalla ja saavuttaakseen sille annetun toiminta-ajan.

Tiivisteiden toimintaa on pyritty parantamaan monien sovellusten avulla. Muutokset tiivistetilän geometriassa ja erilaiset ratkaisut pumpun hydraulikassa vaikuttavat tiivisteiden toimintaympäristöön. Vaikeat prosessiaineet, kuten lämpöherkät tai kiintoainetta sisältävät nesteet, asettavat tiivisteelle omat rajoituksensa ja ongelmansa, mutta oikealla ja järkevällä suunnittelulla voidaan kussakin tapauksessa saada aikaan optimaaliset olosuhteet.

Pian 100-vuotisen historiansa aikana mekaanisen tiivisteiden ympäristöstä on tehty lukuisia tutkimuksia useasta eri näkökulmasta. Tulosten perusteella on tehty tiettyjä parannuksia, joista osa on edennyt kaupalliseen käyttöön. Tulevaisuuden kehitystyötä ajatellen on hyvä saada kokonaiskuva siitä, mitä on tehty ja miksi niin on tehty. Lisäksi tässä työssä pyritään saamaan kompakti käsitys tekijöistä, joihin vaikuttamalla voidaan liukurengastiivisteiden yhtäjaksoista toiminta-aikaa pidentää.

Tämä kirjallisuustutkielma on tehty opinnäytteenä kandidaatin koulutusohjelmaan Lappeenrannan teknillisen yliopiston energia- ja ympäristötekniikan osastolle. Työnantajana oli Sulzer Pumps Finland Oy. Mielenkiintoisesta aiheesta ja asiantuntevasta opastuksesta kiitän Reijo Puittista ja Heikki Mannista. Työn tarkastajana toimi professori Jari Backman virtaustekniikan laboratorista.

## 1.1. Sulzer-konserni ja Sulzer Pumps

Sveitsin Winterthurissa vuonna 1834 perustettu Sulzer-konserni on maailmanlaajuinen kone- ja laite-toimittaja teollisuuden useilla eri aloilla, ja sen liiketoiminta on jakautunut neljään eri toimialaan. Sulzer Chemtec kehittää ratkaisuja kemianteollisuuden tarpeisiin, erikoisalueenaan sekoitus-, separointi- ja rikastuslaitteistojen valmistus. Sulzer Turbo Services huoltaa ja kunnossapitää esimerkiksi energiantuotannossa käytettäviä termisiä virtauskoneita, kuten kaasu- ja höyryturbiineja sekä kompressoreita. Turbo Services myös valmistaa osia ja komponentteja huoltamiinsa laitteisiin. Myyntivolyymiltaan toiseksi suurin divisioona, Sulzer Metco, pintakäsittelee osia muun muassa lentokone- ja autoteollisuuden sekä energiantuotannon tarpeisiin. Pinnoituksissa Metco soveltaa erilaisia pitkälle kehitettyjä lämpö- ja ohutkalvotekniikoita. (Sulzer Ltd. 2007.)

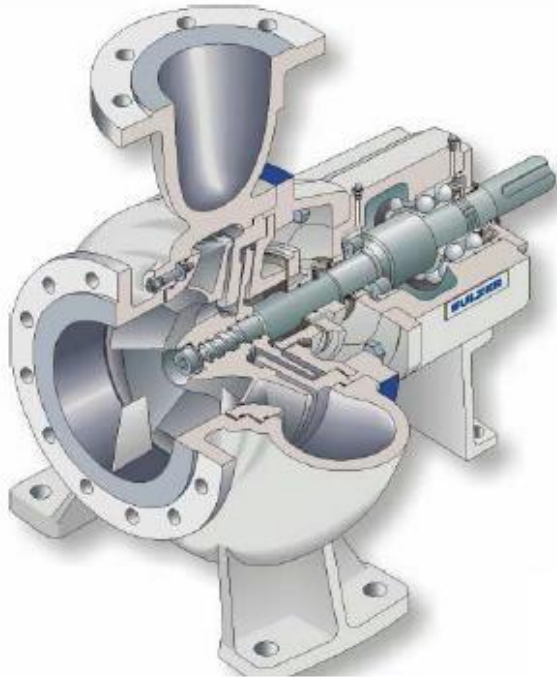
Selvästi suurin divisioona on Sulzer Pumps, yksi maailman johtavia pumppuvalmistajia, jolla on tuotanto-, huolto- ja myyntipisteitä yli 150 maassa. Sulzer Pumps työllistää hieman yli 5000 henkilöä, mikä on puolet koko konsernin henkilöstömäärästä. Yritys toimittaa keskipakopumppuja lannoite-, paperi-, elintarvike-, metalli-, energia-, öljy- ja kaasu- sekä petrokemianteollisuuden prosesseihin. (Sulzer Pumps 2007.)

Vuonna 2000 Sulzer Pumps sai yritysoston kautta haltuunsa Ahlstrom osakeyhtiön pumpuliiketoiminnan Suomessa, jolloin syntyi Sulzer Pumps Finland Oy. Yhtiöllä on tuotantolaitokset Karhulassa, jossa valetaan pumppujen osia ja kokoonpannaan prosessi- ja erikoispumppujen lisäksi sekoittimia, sekä Mäntässä, missä valmistetaan AHLSTAR-sarjan pieniä ja keskisuuria prosessipumppuja. Molempien tehtaiden yhteydessä toimii itsenäinen huolto- ja varaosakeskus, jollainen löytyy myös Oulusta. Suomen toimipisteissä on yhteensä noin 700 työntekijää. (Sulzer Pumps Finland 2007.)

## 1.2. Keskipakopumppu

Keskipakopumpun kiinteän pesän sisällä on siivellinen juoksupyörä, joka pyöriessään muuttaa akselin välittämän mekaanisen energian pumpattavan nesteen liike-energiaksi. Juoksupyörän ulkokehällä neste kohtaa diffusorina toimivan pesän reunan, jolloin nesteen liike hidastuu ja muuttuu staattiseksi paineeksi, minkä jälkeen korkeammassa paineessa

oleva neste johdetaan paineyhteen kautta putkistoon. Keskipakopumppu on yleisesti käytetty pumpputyyppejä teollisuuden eri prosesseissa. Kuvassa 1 on esitetty keskipakopumpun rakenne.



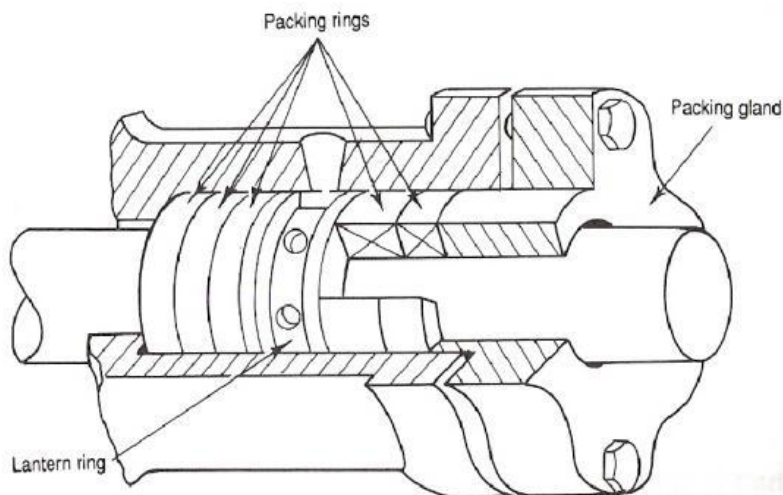
**Kuva 1.** Sulzerin AHLSTAR-sarjan keskipakopumppu. (Sulzer Pumps Finland Oy 2002, 1.)

### 1.3. Pumpun akselitiivistys

Tilanteen mukaan tiivistyksellä vähennetään tai kokonaan estetään vuotoa, eli aineen virtausta kahden tilan välillä. Vuoto voi olla haitallista koneen tai sen osan toiminnalle, ja myrkyllisten tai ympäristöä kuormittavien aineiden ollessa kyseessä sitä ei sallita ollenkaan. Tiivistyksellä voidaan myös estää tiivistyskohdan eri puolilla vallitsevien paineiden tasaantuminen. (Airila et al. 1985, 166.)

Keskipakopumppu on virtauskone, jossa sähkömoottorilta energiaa välittävä akseli yhdistää laakeripesän spiraalipesään. Pumpattavan nesteen vuotaminen ympäristöön estetään tiivistämällä kohta, jossa akseli lävistää pumpun pesänsä. Kyseinen kohta on pumpun toiminnan kannalta kriittinen, koska akselitiivistyksen pettäessä joudutaan pumppu pysäyttämään tiivisteenvaihdon ajaksi. Suurin osa pumppujen alasajoista ja huoltoseisokeista johtuukin tiivistyksen vioittumisesta.

Halvin ja yksinkertaisin akselitiivistetyyppi on punos- eli nauhatiiviste, jonka rakenne käy ilmi kuvasta 2. Punostiivisteiden materiaali on punosta tai nauhaa, joka leikataan asennuksen yhteydessä tiivisterenkaiksi. Kohteesta riippuen asennetaan tiivistepesän ja akselin väliin 3–8 rengasta, jotka puristetaan kiristyslaipan avulla pohjarengasta vasten. Kokoonpuristuksessa renkaat saavat aikaan tiivistävän paineen akselia ja pesää vasten. Yleensä tiivisterenkaiden keskelle asennettuun vesirenkaaseen johdetaan paineellinen voitelu- ja jäähdytysneste, kun pumpataan lietettä tai muuta tiheää ainetta. Punostiivisteiden tarkoitus on kontrolloida vuotoa, ei kokonaan estää sitä. Siten tiivisteiden voitelun voi hoitaa myös pumpattava neste, jos se on puhdasta eikä kuluta liukupintoja, ja tiivistepesän paine on ympäristön painetta suurempi. Kyseinen tiivistetyyppi vaatii jatkuvaa huoltoa. (Airila et al. 1985, 190–192.)



**Kuva 2.** Perinteisen punostiivisteiden rakenne. (Dufour & Nelson 1993, 144.)

Tiivistesovitteista monimutkaisin rakenne on dynaamisella tiivisteellä (kuva 3). Juoksupyörän ja tiivistepesän väliin asennettu kevennyspyörä tyhjentää ajon aikana tiivistepesää pumpattavasta nesteestä, jolloin vuotoa ei synny. Seisontatiiviste ja vastarengas estävät vuodon ympäristöön, kun pumpu on pysytettynä. Dynaaminen tiiviste ei vaadi ulkoista tiivistenestettä eikä huoltoa. Suuren tehonoton vuoksi dynaaminen tiiviste saattaa vaikuttaa pienempien pumppujen tuottoarvoihin. Pumpattaessa vaikeasti käsiteltävää ainetta, kuten kuitupitoista paperimassaa, saattaa dynaaminen tiiviste olla ainoa kestävä ratkaisu. (Vanhalta 2001.)





**Kuva 3.** Dynaaminen akselitiiviste. (Sulzer Pumps Finland Oy 2002, 9.)

Keskipakopumpuissa käytetään yleisesti mekaanista tiivistettä, joka rakenteeltaan ja ominaisuuksiltaan sopii hyvin prosessiteollisuudessa käytettyjen pumppujen tiivistystarpeisiin. Mekaanista tiivistettä on saatavana useana eri sovelluksena, ja siihen liittyviä erilaisia tiivistelaratkaisuja on huomattavan paljon. Tässä työssä keskitytään kyseiseen tiivistetyyppiin, tai lähinnä sen yleisimpään modifikaatioon, yksitoimiseen liukurengastiivisteeseen.

## 2. MEKAANINEN AKSELITIIVISTE

1900-luvun alussa ilmestyivät ensimmäiset yksinkertaiset mekaaniset akselitiivistesovellukset, joissa oli tiivistävä liukupinta. Olosuhteissa, joissa perinteisellä punostiivisteillä oli vaikeuksia toimia luotettavasti, huomattiin mekaanisen tiivisteiden tuovan ratkaisun tai ainakin helpotusta useaan ongelmaan. Sopivien valmistusmateriaalien ja -tekniikoiden puutteen vuoksi ei kyseisen tiivisteiden ominaisuuksia täysin hyödynnetty ennen kuin vasta 1920-luvulla, jolloin sitä alettiin käyttää enenevässä määrin. Toimintaympäristöt eivät kuitenkaan vielä tällöin olleet kovinkaan vaativia – jäähdytysvedellä oli vain muutaman baarin paine, tiivistettävän nesteen kiintoainepitoisuus oli pieni, lämpötila nousi harvoin yli 100 °C:n ja nopeus liukupinnoilla oli luokkaa 3 m/s.

Uusien tekniikoiden ja kestävämpien valmistusmateriaalien avulla saatiin tiivisteistä aiempaa tehokkaampia ja pitkäikäisempiä. Vähenevien tuotantokustannusten myötä heräsi teollisuuden mielenkiinto mekaanista tiivistettä kohtaan, ja erilaisia sovellutuksia ilmestyi kasvaviin tarpeisiin. 1900-luvun puolivälin tienoilla tiivistämispaine oli jo 17 bar ja nopeus

liukupinnalla 10 m/s. Nykyään vaatimukset näistä ovat parhaimmillaan moninkertaistuneet. Laajan käyttöalueen ja erilaisten sovitteiden ansiosta mekaanisen tiivisteiden käyttö pyörimisliikkeen tiivistäjänä on erittäin yleistä. (Mayer 1977, 2-4.)

Perinteiseen punostiivisteeseen nähden mekaanisella tiivisteellä on useita etuja (Mayer 1977, 10):

- ei vuotoa (joissakin tapauksissa vähäinen vuoto sallitaan), jolloin päästöt ympäristöön hallittavissa
- alentuneet huoltokustannukset
- soveltuvuus vaikeisiin toimintaympäristöihin (paine, lämpötila, kiintoaine, korrosio)
- pienempi pyörimisliikkeestä aiheutuva kitka, jolloin tehohäviöt myös pienemmät
- laaja rakennevalikoima – sopiva sovellus on olemassa useimmille pumpputyypeille.

## 2.1. Käyttöalueet

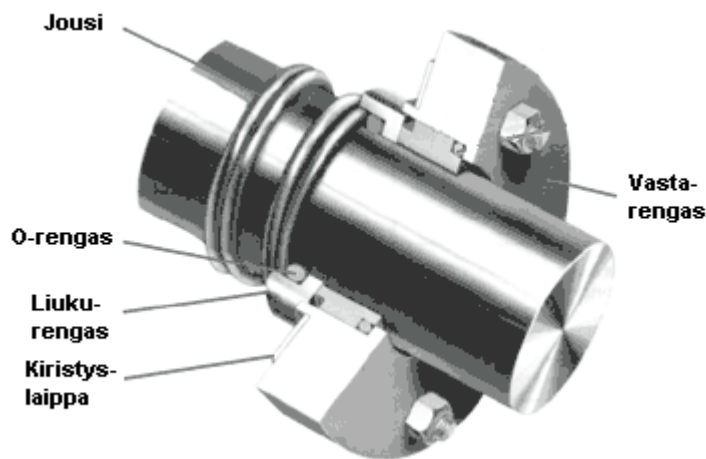
Liukurengastiivistettä käytetään pumppujen lisäksi muun muassa kompressoreissa ja sekoittimissa, tavallisesti 10–200 mm:n akselin halkaisijoilla. Tiivistin soveltuu lämpötila-alueelle  $-40...+120\text{ °C}$ , ja normaalisti maksimipaine on 10 bar. Sallittu kehänopeus, 10-20 m/s, määräytyy käytetyn materiaalin ja vallitsevan lämpötilan funktiona. Erikoisjärjestelyjen sekä huolellisten rakenne- ja materiaalivalintojen avulla voidaan tiivistys toteuttaa onnistuneesti myös huomattavasti vaikeammassakin olosuhteissa. (Airila et al. 1985, 202.)

## 2.2. Rakenne ja toiminta

Mekaanisen liukurengastiivisteiden perusrakenne voidaan jakaa kolmeen osaan:

1. ensisijaiset tiivistekomponentit, joita ovat tyypillisesti akselin mukana pyörivä liukurengas sekä staattinen vastarengas
2. toisiotiivisteet napaan ja akseliin päin, käytetään usein O-renkaita
3. osat, jotka itsessään eivät muodosta tiivistäviä pintoja. Näitä ovat sovelluksen mukaan muun muassa jousi tai jouset, kiristyslaippa ja akseliholkki.

Tavallisesti akselin mukana pyörivä, jousikuormitteinen liukurengas muodostaa tiivistävän pinnan tukeutuessaan staattiseen vastarenkaaseen. Renkaat liukuvat toisiinsa nähden, ja sileiden pintojen väliin jää nestekalvo. Ensisijaisen tärkeää on, että pintojen välinen pieni etäisyys pysyy oikeanlaisena, jotta nestekalvon avulla saadaan aikaan haluttu liiketiivistys. Kuvassa 4 on yksitoiminen liukurengastiiviste. (Airila et al. 1985, 200-202.)



**Kuva 4.** Yksinkertaisen liukurengastiivisteiden rakenne. (Goulds Pumps 2007.)

Mekaanisen tiivisteiden toimintaan vaikuttavat muun muassa seuraavat tekijät (Mayer 1977, 14):

- rakenteelliset ominaisuudet, geometria, mitat ja valmistusmateriaalit
- tiivistepintojen pinnankarheus ja liukunopeus
- tiivistettävän aineen kemialliset sekä voitelu- ja lämmönsiirto-ominaisuudet, kiintoainepitoisuus, paine
- muutokset toimintaympäristössä, lämmönvaihtelut, ajoittainen kuivakäynti, mekaaniset rasitukset, akselintaipuma ja värähtelyt
- erilaiset tiivistetilasoventukset sekä ratkaisut pumpun suunnittelussa ja hydraulikassa, esimerkiksi juoksupyörän valinta (suljettu, avoin, takasiivet, paineentasausreiät).

## 2.3. Toimintaan vaikuttavat fysikaaliset tekijät

Seuraavissa kohdissa on tarkasteltu tiivisteiden toiminnan kannalta tärkeimpiä tekijöitä, joihin pumppuvalmistaja voi erilaisilla tiivistetilaratkaisuilla vaikuttaa ja siten parantaa pumppun suorituskykyä.

### 2.3.1. Kokonaisvoima liukupinnoilla

Tarvittavan tiivistyspaineen liukupinnoille saa aikaan jousivoiman ja tiivistettävän aineen paineen yhteisvaikutus. Kokonaisvoima, jolla liukurengas painaa aksiaalisesti vastarengasta, voidaan laskea yhtälöstä (Mayer 1977, 13)

$$F = F_s + F_h - F_o \pm F_f \quad (1)$$

missä  $F$  = nettovoima, joka vaikuttaa liukupinnalla

$F_s$  = jousen liukurenkaaseen kohdistama voima

$F_h$  = tiivistettävän aineen paineesta johtuva hydraulinen voima

$F_o$  = liukupintojen välisen nesteen paineesta johtuva hydraulinen voima

$F_f$  = staattisen tiivisteiden kitkavoima

Jotta liukupinnat pysyisivät kiinni toisissaan siten, ettei synny vuotoa, tulee nettovoiman  $F$  olla positiivinen. Liian suuri sulkuvoima aiheuttaa kuitenkin liukukitkasta johtuvaa lämmöntuotantoa, ja pahimmassa tapauksessa tiivistävä nestekalvo höyrystyy, mikä saattaa johtaa tiivisteiden vioittumiseen. Lievemässä tapauksessa selvittää energiahäviöillä, pienentyneillä hyötysuhteilla ja suurentuneilla jäähdytysnestekuluilla.

Nettovoimaan vaikuttavista tekijöistä ainoa, johon pumppuvalmistaja voi vaikuttaa, on tiivistetilan paine. Asianmukaisilla ratkaisuilla voidaan tiivistekammioon saada aikaan tiivisteiden kunnollisen toiminnan ja käyttövarmuuden kannalta optimaalinen paine – kuitenkin siten, että pysytään tiivistevalmistajan ilmoittamalla painealueella.

### 2.3.2. Liuku- ja virtauskitkamomentit

Mekaaniseen tiivisteeseen kohdistuva kokonaiskitkamomentti voidaan lausua liukupinnan kitkamomentin ja tiivistetilassa virtaavan nesteen aiheuttaman kitkamomentin summana (Mayer 1977, 138):

$$M = M_G + M_F \quad (2)$$

missä  $M$  = tiivisteeseen kohdistuva kokonaiskitkamomentti

$M_G$  = kitkamomentti liukupinnalla

$M_F$  = virtaavan nesteen tiivisteeseen kohdistama kitkamomentti

Liukupinnalla kitkamomentin suuruus määräytyy pääasiassa pinta-alan, puristuspuheen, materiaalien kitkakertoimien sekä voitelu- ja lämmönsiirto-ominaisuuksien mukaan. Liukukitkamomentti on yleisesti ottaen hallitseva tekijä, joka otetaan huomioon tiivistettä mitoitettaessa.

Virtauskitkamomentti on voimakkaasti riippuvainen siitä, onko nesteen virtaus tiiviste-kammiossa laminaarista vai turbulentista. Pienillä pyörimisnopeuksilla ja matalaviskositeettisilla nesteillä virtaus on useimmiten laminaarista, jolloin  $M_F$  voidaan jättää huomiotta. Jos tiivistetilan paine on pieni, akselin pyörimisnopeus suuri ja pumpattavana aineena esimerkiksi öljy, voi  $M_F$  olla jopa suurempi kuin  $M_G$ . Tällöin tulee virtauksen luonteeseen, johon vaikuttaa muun muassa tiivistetilan muoto, kiinnittää huomiota ja pyrkiä pitämään nesteen pyörteily sopivalla tasolla siten, että säästyttäisiin turhilta tehohäviöiltä. (Mayer 1977, 158-159.)

### 2.3.3. Lämmönmuodostus, lämmönsiirto ja lämpötilamarginaali

Liukukitka tiivistepinnoilla muodostaa lämpöä, joka useimmiten on haitallista tiivisteiden toiminnalle. Lämmönmuodostus on verrannollinen akselin pyörimisnopeuteen ja liukupintojen väliseen kontaktiin vaikuttavaan tiivistetilan paineeseen. Voidaan merkitä (Mayer 1977, 150)

$$Q_f = p \cdot \mu \cdot v \cdot A_i \quad (3)$$

missä  $Q_f$  = muodostuva kitkalämpö  
 $p$  = paine liukupinnalla  
 $\mu$  = pintojen välinen kitkakerroin  
 $v$  = liukunopeus  
 $A_i$  = liukupinnan ala

Kitkalämpö saa tiivisteessä aikaan aksiaalisia ja radiaalisia lämpötilagradientteja, joiden suuruus vaihtelee. Tämä synnyttää tiivisteeseen lämpöjännityksiä sekä heikentää materiaalien kestävyys- ja lujuusominaisuuksia, mikä pahimmillaan johtaa tiivistepintojen halkeiluun. Muutos pumpun toiminta-arvoissa, esimerkiksi hetkellinen tilavuusvirran kasvu tai pieneneminen, vaikuttaa tiivistetilän paineeseen ja sitä kautta kitkalämmön muodostumiseen, jolloin tiivisteeseen kohdistuu vaihteleva lämpörasitus. (Mayer 1977, 150.)

Erittäin suurilla pyörimisnopeuksilla saattaa nesteen turbulenssivirtauksen aiheuttama viskoosikitka tiivistetilassa kehittää lämpöä jopa enemmän kuin tiivistepintojen liukukitka. Tämä voi tulla kysymykseen silloin, kun pintojen liukunopeus ylittää arvon 25 m/s. Viskoosikitkan aiheuttama lämmönmuodostus on Reynoldsin luvun, tangentialinopeuden, nesteen tiheyden, tiivisteiden pituuden ja tiivistekammion säteen funktio. Tangentiaalista nopeuskomponenttia voidaan merkitä (Gabriel et al. 2006, 163)

$$u_t = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (4)$$

missä  $u_t$  = tangentialinopeus tiivistekammion seinämällä  
 $n$  = akselin pyörimisnopeus  
 $D$  = tiivistekammion halkaisija

Tangentiaalinen nopeus sijoitetaan Reynoldsin luvun lausekkeeseen:

$$\text{Re} = \frac{u_t \cdot c \cdot \rho}{\mu_v} \quad (5)$$

missä  $c$  = tiivisteiden ja tiivistekammion välyys

$\rho$  = nesteen tiheys

$\mu_v$  = nesteen viskositeetti

Dimensioton häviökerroin  $C_m$  riippuu virtauksen luonteesta alla esitetyn mukaisesti.

$$\text{Re} \leq 64, \text{ laminaari virtaus:} \quad C_m = 10 \cdot \left(\frac{c}{R}\right)^{0,3} \cdot \text{Re}^{-1,0} \quad (6)$$

$$64 < \text{Re} \leq 500, \text{ sekavirtaus:} \quad C_m = 2 \cdot \left(\frac{c}{R}\right)^{0,3} \cdot \text{Re}^{-0,6} \quad (7)$$

$$500 < \text{Re} \leq 10000, \text{ turbulentti virtaus:} \quad C_m = 1,03 \cdot \left(\frac{c}{R}\right)^{0,3} \cdot \text{Re}^{-0,5} \quad (8)$$

$$\text{Re} > 10000, \text{ turbulentti virtaus:} \quad C_m = 0,0065 \cdot \left(\frac{c}{R}\right)^{0,3} \cdot \text{Re}^{-0,2} \quad (9)$$

Viskoosikitkan muodostama lämpö voidaan nyt laskea yhtälöstä (Gabriel et al. 2006, 164)

$$Q_v = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot C_m \cdot \rho \cdot u_t^3 \cdot L \cdot R \quad (10)$$

missä  $Q_v$  = viskoosikitkan aiheuttama lämmönmuodostus

$L$  = tiivisteiden pituus

$R$  = tiivistekammion säde

Lämpötilamarginaalilla tarkoitetaan pumpattavan nesteen höyrystymislämpötilan ja tiivistelässä vallitsevan lämpötilan erotusta, eli

$$T_m = T_{fv} - T_{tt} \quad (11)$$

missä  $T_m$  = lämpötilamarginaali

$T_{fv}$  = nesteen höyrystymislämpötila tiivistetilan paineessa

$T_{tt}$  = tiivistetilassa vallitseva lämpötila

Kun  $T_m$  lähenee nollaa, alkaa nesteeseen muodostua höyrykuplia, vaikka varsinaista kiehumista ei vielä tapahdu. Tämä vaikuttaa jo heikentävästi tiivisteiden suorituskykyyn. Jos lämmön nousu tiivistetilassa jatkuu ja tiivistetilan lämpötila saavuttaa ja ylittää nesteen höyrystymislämpötilan, liukupintojen välinen nestekerros höyrystyy ja voitelu katoaa. Kuivakäynti johtaa yleensä tiivisteiden vaurioitumiseen. (Shields 2000, 40.)

Riittävä lämmönsiirtyminen ympäristöön on keskeistä, jottei lämpötila tiivistepinnoilla nousisi liian suureksi aiheuttaen edellä mainittuja ongelmia. Lämpöä siirtyy liukupinnoilta pääasiallisesti johtamalla ja konvektiolla. Myös lämpösäteilyä esiintyy, mutta usein sitä ei pienen osuutensa vuoksi tarvitse huomioida. Johtuminen liuku- ja vastarenkaita pitkin riippuu renkaiden materiaalista ja ympäröivästä, toisin sanoen pumpattavan tuotteen, lämpötilasta. Voidaan esittää (Fagerholm 1986, 255)

$$Q_j = -\lambda \cdot A_i \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (12)$$

missä  $Q_j$  = lämpövirta liuku- ja vastarenkaissa

$\lambda$  = materiaalin lämmönjohtumiskerroin

$\Delta T$  = lämpötilaero kappaleen yli

$\Delta x$  = kappaleen paksuus

Yhtälössä (12) on miinusmerkki, koska lämpövirta lasketaan positiiviseksi alenevan lämpötilan suuntaan.



Hallitseva lämmönsiirtymismuoto tiivistetilassa on konvektio, jolla tarkoitetaan lämpövir-  
tausta liikkuvassa nesteessä tai kaasussa ja erityisesti nesteestä kiinteään pintaan tai päin-  
vastoin. Tässä tapauksessa lämpö siirtyy liukupinnoilta pumpattavaan nesteeseen, joka  
tiivistepesässä kiertäessään toimii tiivisteen jäähdyttäjänä. Lämmönsiirron ollessa riittä-  
mätöntä voidaan jäähdytys toteuttaa myös ulkopuolisen tiivistenestejärjestelmän avulla. Kon-  
vektiossa siirtyvälle lämpövirralle pätee

$$Q_k = q_m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (13)$$

missä  $Q_k$  = lämpövirta tiivistepinnalta nesteeseen  
 $q_m$  = jäähdyttävän nesteen massavirta  
 $c_p$  = jäähdyttävän nesteen ominaislämpökapasiteetti  
 $\Delta T$  = tiivistepinnan ja ympäristön välinen lämpötilaero

Määräävänä tekijänä konvektiossa on virtauksen luonne. Laminaarisessa virtauksessa kiin-  
teän pinnan ja nesteen välisessä rajakerroksessa ei tapahdu sekoittumista, vaan virtaus on  
yhdensuuntaista, jolloin lämmönsiirto rajakerroksen läpi tapahtuu pääasiassa johtumalla.  
Turbulenttisessa virtauksessa partikkelien liikettä tapahtuu myös pintaa vastaan koh-  
tisuorasti ja lämmönsiirto tehostuu. (Fagerholm 1986, 256-257.)

Virtauksen tilaa kuvaa Reynoldsin luku, joka on sitä suurempi, mitä turbulenttisempaa  
virtaus on. Reynoldsin luku on kääntäen verrannollinen virtaavan aineen viskositeettiin,  
joten pumpattava aine vaikuttaa siihen, millainen jäähdytysratkaisu tiivisteelle valitaan.  
Monesti prosessiteollisuudessa pumpataan nesteitä, joiden vajavaisista lämmönsiirto- ja  
virtausominaisuuksista johtuen ei tiivisteelle saada aikaan tarvittavaa jäähdytystä, vaan  
joudutaan turvautumaan ulkopuoliseen jäähdytysjärjestelmään. Tiivistetilan huolellisella ja  
asiantuntevalla suunnittelulla voidaan kuitenkin vaikuttaa esimerkiksi virtauksen määrään  
ja virtauslinjoihin siten, että riittävä lämmönsiirto tiivistepinnoilta toteutuu vaikeammilla-  
kin aineilla ilman ulkopuolista jäähdytysnestettä.

### **3. TOIMINTAOLOSUHTEET JA -YMPÄRISTÖ**

Suuri osa mekaanisen tiivisteiden rikkoutumisista ei johdu niinkään tiivisteiden huonosta suunnittelusta, vaan yleensä perimmäinen syy löytyy ympäröivistä olosuhteista ja ratkaisuista, joilla näitä olosuhteita pyritään hallitsemaan. Usein vaikeita aineita pumpattaessa on tiivisteiden suorituskyvyn ja kestävyyskannalta täysin optimaalista toimintaympäristöä lähes mahdoton saada aikaiseksi. Helposti kavitoivat, kuluttavat ja kiintoainetta sisältävät nesteet ja lietteet rasittavat tiivistettä. Näitä haittoja on pyrittävä mahdollisuuksien mukaan minimoimaan.

Lämmönsiirto, paineenhallinta, kaasun separoituminen ja massan liike tiivistetilassa ovat tekijöitä, joihin vaikuttamalla voidaan mekaanisen tiivisteiden hyötysuhdetta parantaa ja elinikää pidentää huomattavasti. Suuri määrä erilaisia ratkaisuja ja sovelluksia edellä mainittuihin ongelmiin on olemassa, ja nykyisen tekniikan myötä voidaan kehitystyötä viedä paljon pidemmälle. Esimerkiksi soveltamalla tietokoneavusteista virtauslaskentaa voidaan tiivistetilan sisäinen virtauskenttä mallintaa eri mitoilla ja geometrioilla. Lisäksi entisestään tarkentuneet mittausmenetelmät auttavat empiiristen ja teoreettisten tulosten vertailua ja yhdistämistä.

Jäljempänä tarkastellaan, minkälaisissa olosuhteissa tiiviste joutuu toimimaan ja millaisilla sovelluksilla tätä toimintaympäristöä on pyritty muokkaamaan sopivammaksi. Kuten on jo mainittu, löytyy erilaisia ratkaisuja runsaasti, eikä tarkoituksena ole käydä kaikkia yksityiskohtaisesti läpi, vaan pääasiassa keskitytään yleisimpiin ja kaupallisessa käytössä oleviin.

#### **3.1. Pumpattava neste**

Pumpattava neste vaikuttaa suuresti tiivisteiden ja tiivistetilan valintaan. Tiettyihin prosessiaineiden ominaisuuksiin tulee kiinnittää erityistä huomiota valintaa tehdessä.

### 3.1.1. Lämpötila

Tiivisteiden rakennemateriaalien tulee kestää tiivistetilassa vallitseva lämpötila. Liukupinnoilla muodostuvan kitkalämmön lisäksi pumpattavan aineen lämpötila vaikuttaa tiivisteeseen kohdistuviin termisiin rasituksiin ja materiaalien lämpölaajenemisiin. Se, missä lämpötilassa tuote on, vaihtelee prosessikohtaisesti. Matalaviskositeettiset tai korkean sulamispisteen omaavat aineet vaativat korkean prosessilämpötilan, toisin kuin alhaisessa lämpötilassa höyrystyvät nesteet.

Tulee myös huomioida, että monet nesteen fysikaalisista ja kemiallisista ominaisuuksista, kuten viskositeetti, tiheys ja syövyttävyys, ovat vahvasti sidoksissa lämpötilaan. Tiivisteiden toiminnan kannalta on siis merkityksellistä, missä lämpötilassa tuote on, sillä esimerkiksi nesteen voiteluominaisuudet määräytyvät viskositeetin funktiona. Voidaan myös todeta, että aineen korroosiovaikutus tyypillisesti kaksinkertaistuu lämpötilan noustessa 10 °C. (Durametall Corporation 1991, 7.1.2.)

### 3.1.2. Korroosio ja kuluminen

Pumpattavan aineen korroosiovaikutus ja kiintoainepartikkelien aiheuttama kuluminen tulee ottaa huomioon valittaessa sopivia tiivistemateriaaleja. Jotkut materiaalit kestävät hyvin kemiallista korroosiota, mutta ovat alttiita mekaaniselle kulumiselle, ja päinvastoin. Erilaiset hapot ja emäkset syövyttävät tiivistepintoja. Väärin valitun tiivistemateriaalin johdosta tapahtunut vuoto on haitallista ympäristölle ja siitä saattaa aiheutua vaaratilanne.

Kiintoainetta sisältävät nesteet ja lietteet aiheuttavat eroosiota tiivistepinnoilla sekä tiivistetilän seinämissä, ja lisäksi tietynlainen virtausprofiili tiivistekammiossa saattaa johtaa massan kasaantumiseen esimerkiksi tiivisteiden jousitukseen. Lämpötilan aleneminen tiivistetilassa voi saada nesteeseen liuenneen kiinteän aineksen kiteytymään, jolloin myös esiintyy kulumista. Tietyt korkeaviskositeettiset aineet, kuten mustalipeä ja piki, taas vaativat sellaisen prosessilämpötilan, jossa ne säilyttävät juoksevuuksensa. Abrasiiviset aineet voidaan jakaa neljään ryhmään (Durametall Corporation 1991, 7.1.1, 7.1.6):

1. kuiduttomat ja kuluttavat lietteet, kuten savilieju
2. kuitua sisältävät lietteet, kuten paperimassa
3. nesteet, joihin on liennut kiintoainetta, kuten suolavesi
4. lämpöherkät aineet, kuten mustalipeä.

### **3.1.3. Kiehumispiste ja höyrynpaine**

Tiettyssä lämpötilassa olevan nesteen höyrystymisen aikaansaava paine on niin kutsuttu höyrystymispaine, joka vaihtelee eri aineilla. Pumpattavan nesteen lämpötilan ollessa lähellä kiehumispistettä voi pieni paineenlasku saada aikaan nesteen höyrystymisen. Kun prosessilämpötilat ovat korkeita, tulee tuotteen höyrynpaine ja tiivistekammiossa vallitseva paine, sekä kitkasta johtuva lisälämmönmuodostus ottaa huomioon tiivistetilaratkaisuissa. Asianmukainen paine-lämpötila-suhde voidaan saavuttaa nostamalla painetta tai alentamalla lämpötilaa tiivistetilassa. Lämpötilan tulisikin olla koko ajan vähintään 15 °C tuotteen kiehumispisteen alapuolella. (Durametallic Corporation 1991, 7.1.4.)

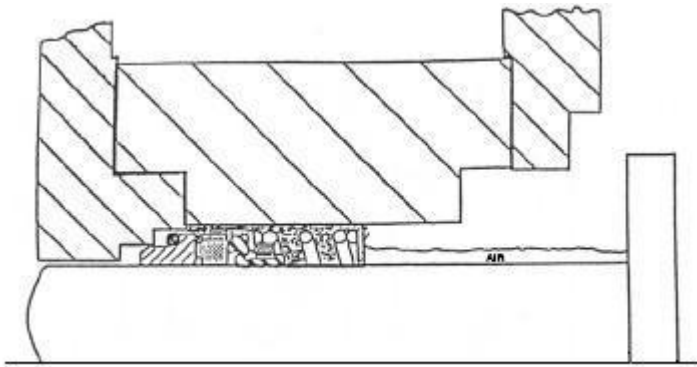
## **3.2. Tiivistetila**

Akselitiiviste asennetaan niin sanottuun tiivistetilaan, josta usein käytetään myös nimityksiä tiivistekammio ja -pesä. Tilassa vallitsevat olosuhteet vaikuttavat tiivisteiden tehokkuuteen ja toiminta-aikaan. Erilaisten tiivistetilamallien ja -sovelluksien avulla pyritään tiivisteiden toimintaympäristöä muokkaamaan optimaaliseksi.

### **3.2.1. Kehitys**

1960-luvulla yleisin tiivistetyyppi keskipakopumpuissa oli punostiiviste, mutta mekaaninen tiiviste teki vahvasti tuloaan. Tuolloin mekaaninen tiiviste asennettiin punostiivisteelle tarkoitettuun ahtaaseen tilaan, joka tiiviisti pakattuna toimi samalla eräänlaisena akselin laakerointina – hyötysuhteen kustannuksella tosin. Pian huomattiin, että kyseinen geometria ei ollut mekaanisen tiivisteiden toiminnan kannalta läheskään paras mahdollinen, sillä pieni, tyypillisesti 0,8–1,5 mm:n radiaalinen välys tiivistetilassa ei ylläpitänyt suotuisaa virtausta, jolla olisi saatu aikaa riittävä lämmön-, kiintoaineen- ja kaasunpoisto tiivistepin-

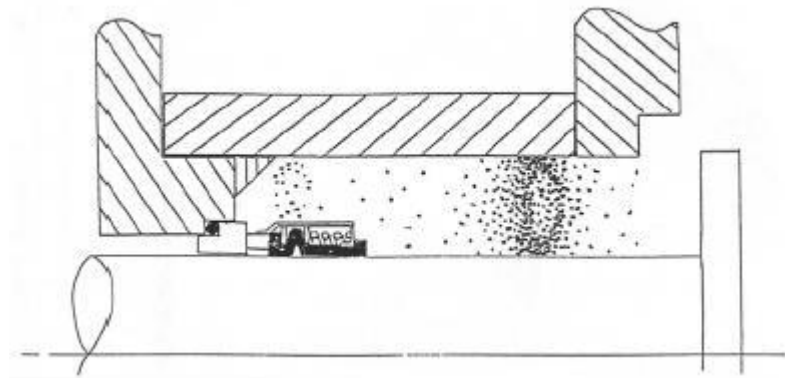
noilta (kuva 5). Tutkimustyön tuloksena otettiin käyttöön joitakin uusia konstruktioita, jotka suunniteltiin varta vasten mekaaniselle tiivisteelle. Ensimmäinen parannus oli laajennettu tiivisteiden ja tiivistetilän seinämien välilyönti. Sillä saavutettiin sopiva kiertovirtaus, jonka ansiosta lämmönsiirto tehostui ja höyryä sekä kiintoainetta kertyi liukupinnoille aiempaa vähemmän. Suuremmalla välilyöksellä myös estettiin tiivisteiden mekaaninen kuluminen, joka aiheutui tiivisteiden osumisesta seinämiin akselin radiaalisen liikkeen seurauksena. Muutama toisistaan riippumaton tutkimus havainnoi nämä seikat, joten tiivistetilän uusi malli otettiin yleisemmin käyttöön.



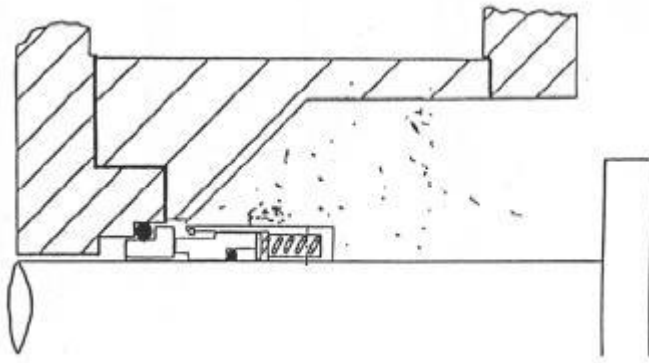
**Kuva 5.** Ahdas tiivistekammio, jossa kaasua ja ilmaa kertyy tiivisteisiin. (Flitney 2004, 10.)

Merkittävän työn tiivistetilän kehityksessä teki pumppausteknologinen tutkimuskonsortio, brittiläinen BHR Group (entinen BHRA, The British Hydromechanics Research Association), joka useiden tiiviste- ja pumppuvalmistajien sekä suurten loppukäyttäjien tuella teki vertailevaa tutkimusta yli kahdeksan vuoden ajan. Suuri määrä erilaisia tiivistetilamalleja ja -geometrioita – kapeita ja leveitä, sylintereitä ja kartioita, tiivistenestejärjestelmällä ja ilman sekä näiden yhdistelmiä – testattiin tähän tarkoitukseen varta vasten rakennetulla, olosuhteiltaan muunneltavissa olevalla testausasemalla. Myös jo laajalle levinneitä sovelluksia testattiin vertailun vuoksi. Tulokset vahvistivat aiempia näkemyksiä tiivistetilän geometrian vaikutuksesta tiivisteiden toimintaan – kuten sen, että seinämien ja tiivisteiden pieni radiaalinen välilyönti sylinterimäisessä tiivistetilassa aiheuttaa nesteeseen seisovan tilan, mikä heikentää tiivisteiden toimintaolosuhteita. Ensiarvoisen tärkeää on saada aikaan kiertävä virtaus, joka siirtää lämpöä tiivisteisiin, hajottaa kaasukertymiä ja poistaa kiintoainetta tilasta. Myös tiivisteiden rakenteella huomattiin olevan tietyissä tilanteissa vaikutusta vallitseviin olosuhteisiin.

Suuri seinämävälitys sylinterimäisessä geometriassa aiheutti edusta huolimatta myös joi- takin ongelmia. Tiivistetilaan saattoi syntyä niin sanottuja Taylorin pyörteitä, joilla oli suu- ri eroosiovaikutus tilan seinämiin (kuva 6). Geometriaa päätettiin muuttaa yhdensuuntai- sesta sylinteristä kartioon, jonka alun leveä ulkohalkaisija kapeni loppua kohden (kuva 7). Tulokset olivatkin rohkaisevia, sillä kiintoaineen- ja kaasunpoisto tiivistetilasta osin hel- pottui, vaikka haitallista pyörteilyä esiintyi vielä tietyissä tilanteissa. Seuraavaksi kokeiltiin aksiaalista rivoitusta seinämässä, mikä auttoi pyörreongelmaan ja kaasun separoitumi- seen. Huonona puolena oli se, että nämä "pyörteentuhoajat" ohjasivat kiinteitä partikkeleita suoraan tiivistepinnoille, mikä saattoi johtaa tiivisteen vioittumiseen. Siitä johtuen ripoja voitiin käyttää vain pumpattaessa nesteitä, joiden kiintoainepitoisuus oli luokkaa 1 %. Myös spiraaliurat seinämässä hajottivat vakaita Taylorin pyörteitä saamalla tiivistetilassa aikaan turbulenssia, mutta samalla aksiaalinen virtaus oli liian heikko kuljettamaan kiinto- ainetta ulos tilasta. Rivoitettu sylinterin muotoinen kammio, joka vain loppuosastaan oli kartiomainen, osoittautui myös yhdeksi varteenotettavaksi sovellukseksi.



**Kuva 6.** Haitallista pyörteilyä saattaa syntyä suurivälkyksiseen tiivistetilaan. (Flitney 2004, 11.)



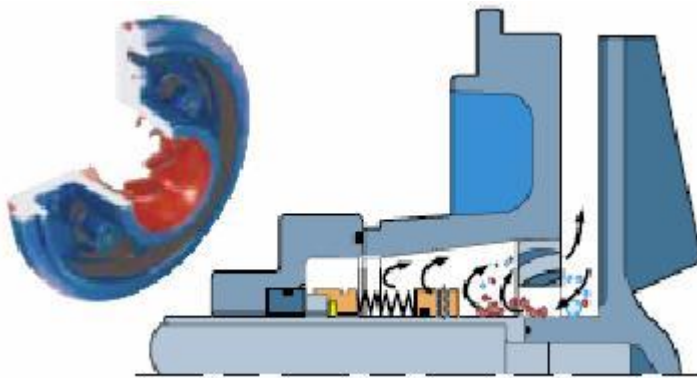
**Kuva 7.** Tiivistetilan laajalla, kartiomaisella geometrialla estetään kaasun separoitumista tiivistepinnoille. (Flitney 2004, 11.)

Erilaisten ratkaisujen toimivuudesta käytiin eri tahojen kesken väittelyä, mutta yhtä mieltä oltiin siitä lähtökohdasta, että kartiomainen ja avoin tiivistetilan muoto paransi tiivisteiden toimintaolosuhteita. Selvistä hyötynäkökohdista ja orastavasta potentiaalista huolimatta tiivistetilan kehitys näihin päiviin saakka on ollut suhteellisen hidasta. Laajempi kehitystyö on ollut lähinnä vain muutaman suuren pumppuvalmistajan intresseissä, mikä aiheuttaa hieman ihmetystä, kun ottaa huomioon sen, että tiivisteongelmat aiheuttavat ison osan pumppuista tehdyistä reklamaatioista ja sitä kautta taloudellisista menetyksistä. Näistä yrityksistä mainittakoon yhdysvaltalaiset Goulds Pumps ja Flowserve, sekä englantilainen, nykyisin Warman Internationalin omistuksessa oleva Girdlestone Pumps. (Flitney 2004, 10-14.)

### 3.2.2. Kaupalliset sovellukset ja patentit

Käytännössä kaikki pumppuvalmistajat ovat jo ainakin jossain määrin omaksuneet erilaisten tiivistetilageometrioiden ja -sovellusten merkityksen tiivisteiden luotettavaan toimintaan, ja siksi vähintäänkin laajennetulla tiivistepeksällä varustettuja pumppuja löytyy lähes jokaisen valmistajan mallistosta. Monesti valmistajalla on kuitenkin tarjota vain tätä yhtä tiivistetilamallia, johon voi halutessaan valita lisäapplikaationa ulkopuolisen tiivistenestejärjestelmän. Jotkut valmistajat, kuten edellä mainitut Goulds Pumps ja Flowserve, sen sijaan tarjoavat katalogeissaan useampia vaihtoehtoja perinteisille tiivistetilaratkaisuille.

Goulds Pumps:n tarjoamaan tiivistetilavalikoimaan kuuluu laaja skaala erilaisia geometrioita. Edustettuina ovat sylinterin ja kartion lisäksi näiden erilaiset yhdistelmät, seinämärivoituksella ja ilman. Yksi Goulds:n lanseeramista modifikaatioista on kartionmuotoinen, patentoitu TaperBore Plus, jonka laaja radiaalinen välys takaa riittävän virtauksen tiivisteen ympärillä. Pumpattavassa nesteessä olevan kiintoaineen hallintaa on kyseisessä sovelluksessa parannettu lisäämällä sisääntuloon siivekkeet (vane particle ejector), jotka saavat tiivistetilan kurkkuun aikaiseksi pienemmän paineen alueen, jolloin kiinteät partikkelit ohjautuvat pois tiivistepinnoilta (kuva 8). Siivekkeet lisäävät spiraaliurien tapaan virtauksen pyörteilyä, mikä ei ole aikaisempien BHR Group:n tutkimusten mukaan optimaalisin ratkaisu, mutta tässä tapauksessa virtauksen aksiaalinen komponentti on kuitenkin tarpeeksi suuri estämään kiinteän aineksen kertymisen tiivistepesään. Yritykseltä löytyy myös spiraalimaiseksi valettu tiivistepesä (Cyclone Seal Chamber, kuva 9), jonka kartiomaisessa seinämässä on kierukkamainen uritus. Urat estävät tehokkaasti kiinteän aineksen kulkeutumisen tiivistetilan perälle vähentäen siten eroosiota seinämissä. Pystypumpuissa ovat urat vähentäneet kaasun separoitumista tiivistepinnoille niin merkittävästi, että on voitu pumpata nesteitä, jotka sisältävät jopa 10 % kaasua.



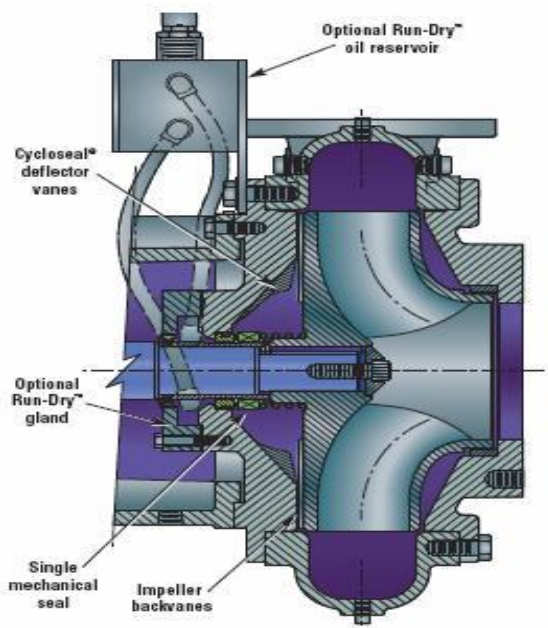
**Kuva 8.** TaperBore PLUS -tiivistetilasovellus. (Goulds Pumps 2001, 3.)





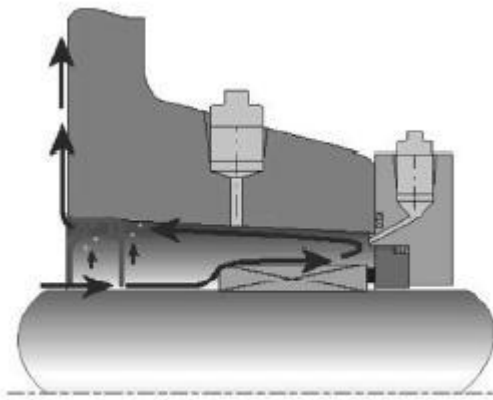
**Kuva 9.** Cyclone Seal Chamber, spiraalimaiseksi valettu tiivistepesä. (Gould Pumps 1999, 6.)

Cornell Pump Companyn Cycloseal-sovellukseen (kuva 10) kuuluvat siivekkeet kartiomaisen tiivistekammion seinämässä toimivat yhdessä juoksupyörän takasiipien kanssa muodostaen tilaan pyörteilevän virtauksen. Syntyvä virtaus ohjaa kiintoainetta ja abrasiivista lietettä pois tiivistepinnoilta, hajottaen samalla ilma- ja kaasutaskuja. Lisäksi erikseen valittavalla kuivakäynti-applikaatiolla voidaan taata tiivisteiden riittävä voitelu tilanteissa, jossa prosessiaine hetkellisesti menettää voitelukykyänsä. Suuret heilahtelut prosessissa saattavat aiheuttaa jopa tilavuusvirran romahtamisen, jolloin myös esiintyy tiivisteiden kannalta haitallista kuivakäyntiä ja tarvitaan lisävoitelua. Yhtiön mukaan edellä mainituilla parannuksilla voidaan tiivisteiden elinikä jopa kolminkertaistaa. Flowserven Flow Modifiers -siivekkeiden toimintaperiaate on lähellä Cyclosealia.



**Kuva 10.** Cycloseal-sovelluksen rakenne. (Cornell Pump Company 2006.)

Kanadalainen insinööri Joe Dunford kehitti vuonna 1995 pitkän ja intensiivisen tiivistetilä-tutkimuksen jälkeen SpiralTrac-nimisen sovelluksen (kuva 11), jonka avulla kiintoaineen-poistoa tiivistetilasta voitiin tehostaa. SpiralTrac on spiraalimainen holkki, joka asennetaan tiivistekammion sisääntuloon. Pyörivä akseli saa tilassa olevan nesteen pyörimisliikkeeseen, ja SpiralTracin tarkoituksena on muuttaa osa pyörimisliikkeestä aksiaaliseksi virtaukseksi. Tämä virtaus ottaa mukaansa kammion seinämiltä kohti tiivistepintoja suuntautuvat hiukkaset ja kuljettaa ne ulos tilasta. Koska sisääntulohalkaisijaa on pienennetty, on kiinto-aineen kulkeutuminen tiivistetilaan jo lähtökohtaisesti vähäisempää.



**Kuva 11.** Envirosealin SpiralTrac-holkki asennetaan tiivistekammion sisääntuloaukkoon. (Flitney 2004, 13.)

### 3.2.3. Standardit

Tärkeimmät tiivistetilaan liittyvät kansainväliset standardikokoelmat ovat ISO 3069-2000: End suction centrifugal pumps – Dimensions of cavities for mechanical seals and for soft packing, sekä ISO 21049-2004: Pumps – Shaft sealing systems for centrifugal and rotary pumps. ISO3069-2000 perustuu eurooppalaiseen kemikaalipumppustandardiin, mikä suurelta osin keskittyy määrittämään vain perinteisesti nauhatiivisteelle tarkoitetun kapean tiivistetilan ominaisuudet. Kyseisessä standardikokoelmassa jätetään lähes kokonaan huomiotta vaihtoehtoiset tiivistepesägeometriat. ISO21049-2004 puolestaan myötäilee yhdysvaltalaisista API 682 -standardikokoelmaa öljynjalostuksessa käytetyille pumpuille. Siinäkin tarkastelun kohteena olevan tiivistepesän halkaisija on suhteellisen pieni, mutta akselin ja pesän seinämän radiaaliseen välykseen on asetettu 3 mm:n minimiarvo. Lisäksi sallitaan hieman kartiomainen tiivistetilan muoto, jotta saataisiin aikaan tiivisteiden toiminnalle suotuisa kiertovirtaus.

Yhdysvaltalainen ANSI B73.1 (Specification for horizontal end suction centrifugal pumps for chemical process) on käytännöllinen lähde prosessipumppujen tiivistetiloja koskevissa standardikysymyksissä. Se määrittää yhdensuuntaisen tai kartiomaisen, halkaisijaltaan laajan tiivistepesän rakenteen. Maksimikallistus seinämässä on tosin vain 4 astetta, millä ei vielä ole kovinkaan merkittävää vaikutusta tilan olosuhteisiin. Tässä esitettyä ANSI-standardia lukuun ottamatta näyttää siltä, että standardisointi jättää melko suurelta osin huomiotta aikojen saatossa tehdyn intensiivisen tutkimustyön tulokset sekä teollisuuden käytännön kokemukset eri tiivistetilamallien toimivuudesta. (Flitney 2004, 13.)

Suuri osa tuotekehityksestä perustuu olemassa oleviin standardeihin ja kasvavan globalisaation myötä standardit hallitsevat tuotantoa ja laatua yhä enemmän. Tietyn uuden ominaisuuden päätyminen standardiksi on usein aikaa vievä ja monimutkainen prosessi, ja se vaatii aktiivista teollisuuden mukanaoloa.

### 3.3. Juoksupyörä

Keskipakopumpussa käytetään joko suljettua tai avointa juoksupyörää, jotka ovat esitetty kuvassa 12. Kyseisten juoksupyörätyyppien toimintaperiaate on sama – molemmat saavat prosessinesteen liikkeelle ja kehittävät painetta. Eroavaisuuksia löytyy tiettyjen ominaisuuksien suhteen, esimerkiksi suljettu juoksupyörä toimii hieman korkeammalla hyötysuhteella, mutta kiintoainetta sisältävää nestettä pumpattaessa on avoin pyörä osoittautunut tehokkaammaksi. Yhtenä huomattavana erona näiden kahden tyyppin välillä voidaan pitää niiden erilaista vaikutusta pyörän takana olevaan tiivistetilaan.



**Kuva 12.** Vasemmalla suljettu ja oikealla avoin juoksupyörä. (Sulzer Pumps Finland Oy 2002, 7.)

Yleisesti ottaen tiivistekammion paine saadaan lisäämällä imupaineeseen tietty osa imupaineen ja kehitetyn paineen erotuksesta. Juoksupyörän rakenne määrää, kuinka suuri osa paine-erosta vaikuttaa pyörän takana. Suljettu, eli katettu pyörä pystyy tasapainottamaan suurimman osan aksiaalisesti vaikuttavasta painekomponentista, jolloin akselin laakerointi kuormittuu maltillisesti. Avoin juoksupyörä ei rakenteensa vuoksi kykene kantamaan pyörän etupuolella vaikuttavaa imupainetta, joten tasapainottavaa voimaa ei synny. Tällöin laakerointi joutuu suuremman rasituksen alaiseksi. Koska myös tiivisteiden toiminta on vahvasti riippuvainen tiivistekammion paineesta (kuluminen ja kitka tiivisteosilla), pyritään juoksupyörien perusrakennetta muuttamalla saamaan tiivistetilasta aikaiseksi optimaalinen paine. (Nardone 2006, 10.)

Monesti riittävän tarkka arvio juoksupyörän ylläpitämästä paineesta tiivistetilasta saadaan seuraavan yhtälön avulla (Gabriel et al. 2006, 144):

$$p_{tt} = p_{iy} + \frac{K \cdot H \cdot g_s}{0,1021} \quad (14)$$

missä  $p_{tt}$  = tiivistetilassa vallitseva paine  
 $p_{iy}$  = pumpun imupaine ennen juoksupyörää  
 $H$  = pumpun nostokorkeus  
 $K$  = muotokerroin  
 $g_s$  = pumpattavan nesteiden ominaispaino

Yksijaksoisilla keskipakopumpuilla muotokerroin  $K$  on riippuvainen juoksupyörän rakenteesta. Alla on esitetty joidenkin juoksupyörärakenteiden  $K$ -arvoja:

- suljettu, ei paineentasausreikiä eikä takasiivekkeitä;  $K = 0,7$
- suljettu, takasiivekkeet,  $K = 0,25$
- avoin, paineentasausreiät ja takasiivekkeet;  $K = 0,1$

### 3.3.1. Paineentasausreiät

Juoksupyörään porattavien paineentasausreikien tarkoituksena on nimensä mukaisesti ta-soittaa pyörän etu- ja takapuolilla vallitsevaa paine-eroa, toisin sanoen tiivistetilan korkeampi paine saatetaan lähelle imupainetta. Paineentasausrei'illä huomataan olevan pieni, heikentävä vaikutus pumpun hyötysuhteeseen, millä saattaa olla merkitystä laskettaessa suuren pumpun pitkäaikaista tehonkulutusta. Hyvänä puolena on se, että juoksupyörän muutokset voidaan tehdä yksinkertaisesti poraamalla. Suhteellisen alhaisilla imupaineilla toimittaessa on paineentasausrei'illä merkittävä rooli höyryn- ja kaasunpoistossa tiivistetilasta. (Nardone 2006, 10-11.)

### 3.3.2. Takasiivekkeet

Avoimissa juoksupyörissä käytetään usein takasiivekkeitä, joilla saadaan pienennettyä pyörän takana vallitsevaa painetta. Monen pumppuvalmistajan avoimen mallin juoksupyörissä takasiivekkeet kuuluvat vakiorakenteeseen, koska ne hyödyttävät pumpun toimintaa. Näin ollen ei tarvita erillistä koneistusta tai asennusta. Tyypillisesti takasiivet pystyvät hajottamaan 65–85 % kehitetystä paineesta, mikä on merkitsevää varsinkin korkeapainesovelluksissa. Lisäksi takasiivillä on suotuista vaikutus nesteen liikkeeseen tiivistetilassa, jolloin kiintoainepartikkelien kasautuminen tiivistepinnoille vähenee.

Joissakin harvoissa tapauksissa takasiivet saattavat toimia liiankin tehokkaasti saamalla aikaan alipaineen tiivistetilaan. Tällöin juoksupyörä tulee vaihtaa takasiivettömään, jotta voidaan ylläpitää tarvittavaa jäähdytysvirtausta tiivistepinnoilla. Pääsääntöisesti kuitenkin voidaan takasiivien ja tiivisteiden eliniän välillä nähdä selvästi positiivinen yhteys. (Nardone 2006, 10-11.)

## 3.4. Muutokset pumppausprosessissa

Monet teollisuusprosessit voivat toiminnaltaan olla epävakaita, eivätkä suurelta muu-tokset prosessin kulussa ja olosuhteissa ole harvinaisia. Kemianteollisuuden prosesseja joudutaan usein pysäyttämään ja käynnistämään uudelleen, kun halutaan esimerkiksi huol-taa ja puhdistaa laitteisto tuotantoerien välissä. Tämä tekee pumppauksesta jaksottaista,

jolloin pumpun akselitiiviste, laakerointi ja muut osat joutuvat kestävämmän muuttuvaa rasi-  
tusta. Lisäksi pumppua valitessaan asiakas hyvin usein ylittää tarpeensa, millä halu-  
taan mahdollistaa muutokset tuotannossa tai kapasiteetinlisäys tulevaisuudessa. Tällöin  
pumppua ei ajeta sen parhaan hyötysuhteen pisteessä (BEP, best efficiency point), mikä  
myös vaikuttaa heikentävästi osien toimintaan. (Huebner 2005, 40-41.)

#### **4. YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET**

Akselitiivistys on pumpun toiminnan kannalta kriittinen kohta, sillä tiivisteviat aiheuttavat  
suuren osan pumppausprosessien häiriöistä. Jos pumppu joudutaan pysäyttämään tiivis-  
teenvaihdon ajaksi, aiheutuu siitä taloudellisia menetyksiä sekä käyttäjälle että pumppu-  
valmistajalle. Tiivisteiden toimintaa parantamalla ja toiminta-aikaa pidentämällä saataisiin  
pumppuvalmistajan näkökulmasta aikaan huomattavia säästöjä esimerkiksi reklamaa-  
tiokustannuksissa.

Mekaanisesta liukurengastiivisteestä on soveltuvuutensa ansiosta tullut käytetyin akselitii-  
vistetyyppi teollisuuden prosessipumpeissa. Kyseisen tiivisteiden rakenteesta ja toiminnasta  
on tehty lukuisia tutkimuksia, lähinnä tiivistevalmistajien toimesta. Ympäristö, jossa tiivis-  
te toimii, on jäänyt huomattavasti vähäisemmälle huomiolle, sillä vain muutamat tahot ovat  
tehneet intensiivistä tutkimusta tiivistetilastaan liittyen. Kokemus on kuitenkin osoittanut, että  
tiivisteeseen tullut vika johtuu monesti olosuhteista, joissa tiiviste toimii, ei niinkään tiivis-  
teiden rakenteesta tai sen huonosta suunnittelusta. Uusi ajattelumalli, jossa tämä tulee ilmi,  
on jo jonkin aikaa vallannut alaa. Nykypäivänä yhä useammat pumppuvalmistajat kiinnit-  
tävät huomiota tiivisteiden toimintaympäristöön.

Liukurengastiivisteiden toiminta perustuu kahteen renkaaseen, joista toinen pysyy paikallaan  
ja toinen pyörii akselin mukana. Tiivistetilassa vallitseva paine puristaa renkaiden liuku-  
pinnat yhteen, jolloin pintojen väliin jäävä ohut nestekalvo muodostaa halutun tiivistyksen.  
Liukupintojen välinen kitka aiheuttaa lämmönmuodostusta, joka ei saa olla liiallista, koska  
nestekalvo saattaa höyrystyä aiheuttaen tiivistyksen pettämisen. Myös kiintoaine sekä kaa-  
sukuplat tiivistepinnoilla heikentävät tiivisteiden toimintaa. Näin ollen tulee huolehtia riittä-

västä kiertovirtauksesta tiivistepesässä, millä taataan tarvittava lämmönsiirto ja kiintoaineenpoisto liukupinnoilta.

Virtauskentän profiiliin tiivistetilassa vaikuttaa suuresti tilan muoto ja mitat. Nauhatiivisteelle tarkoitettun kapean ja sylinterimäisen tiivistepesän virtausominaisuudet ovat huonot, eivätkä toimintaolosuhteet ole liukurengastiivisteiden kannalta soveliaat pumpattaessa vaikeita aineita. Suurempi radiaalinen etäisyys tiivistetilan seinämän ja tiivisteiden välillä tehostaa toivottua virtausta, mutta todellinen parannus saavutetaan suurivälkyksisellä, kartion muotoisella tiivistetilamallilla. Tutkimustulosten ja kokemusperäisen tiedon perusteella tiivistetilaan on tehty erilaisia muotoratkaisuja, jotka tähtäävät tiivisteelle suotuisan toimintaympäristön aikaansaantiin. Esimerkkinä spiraaliurat kammion seinämässä ja virtauksen kulkua ohjaavat siivekkeet kammion sisääntulossa. Siitä, kuinka paljon hyötyä mikäkin ratkaisu tuo, ei olla täysin yksimielisiä, sillä nykyään vielä useat pumppuvalmistajat tarjoavat pumppuihinsa ”tavallista” tiivistetilamallia. Vanhoillinen ajattelu tulee kuitenkin siirtymään taka-alalle, koska muotoillulla tiivistepesägeometrialla on saavutettu huomattavaa ja kiistämätöntä etua perinteiseen nähden. Virtausmallinnuksen yleistyessä valmistajat saavat vakuuttavaa tutkimusdataa kehitystyönsä tueksi, ja tiivistetilan rakennetta voidaan muokata optimaaliseksi. Nykyisessä tiivistetilastandardisoinnissa esiintyvät puutteet ja epäkohdat tosin omalta osaltaan vaikeuttavat ja hidastavat kehityksen kulkua.

Tiivistetilassa vallitseviin olosuhteisiin voidaan vaikuttaa myös ratkaisuilla pumpun hydraulikassa. Esimerkiksi juoksupyörätyypillä ja sen rakenteella on merkittävä vaikutus tiivistekammion paineeseen. Pumpun spiraalipesän sekä imu- ja paineyhteiden muotoseikat määrittävät myös osaltaan tiivisteiden toimintaympäristöä. Lisäksi pumppausprosessin eri vaiheet, kuten pumpun pysäytys ja käynnistys, sekä satunnaiset muutokset prosessissa aiheuttavat tiivistekammion olosuhteisiin vaihtelua.

Akselitiivisteiden toiminta on loppujen lopuksi hyvin monen tekijän summa, ja tässä tapauksessa voidaan sanoa, että kaikki vaikuttaa kaikkeen. Aikaisemmasta, pelkästään tiivisteiden rakenteeseen kohdistuvasta mielenkiinnosta tulee siirtyä kohti laaja-alaisempaa ajattelua. Tämä vaatii pumppuvalmistajalta paljon ponnisteluja ja kehitystyötä, mutta sen tuloksena voidaan saavuttaa merkittävää ympäristöllistä ja taloudellista hyötyä. Toivottavin tilanne olisi se, että sovellussuunnitteluvaiheessa voitaisiin pumppuun valita optimaalisin tiivisteti-

larakenne ottaen huomioon pumpattava neste sekä prosessiin liittyvät muuttujat. Tulevaisuudessa menestyvän pumppuvalmistajan katalogeista löytyy useita vaihtoehtoja akselitii-  
visten toimintaympäristölle.



## LÄHDELUETTELO

Airila et al. 1985. Koneenosien suunnitelu 4, erityisalueet. Porvoo: WSOY:n graafiset laitokset. 474 s. ISBN 951-0-13223-3.

Cornell Pump Company. 2006. Cycloseal® flyer. Saatavissa: [http://www.cornellpump.com/industrial/documents/Cyclosealflyer\\_005.pdf](http://www.cornellpump.com/industrial/documents/Cyclosealflyer_005.pdf). Viitattu 20.11.2007.

Dufour John & Nelson Ed. Centrifugal pump sourcebook. 1993. USA: McGraw-Hill, Inc. 258 s. ISBN 0-07-018033-4.

Durametallic Corporation. 1991. Dura Seal manual, the sealing technology guidebook. Ninth Edition. Michigan, USA.

Fagerholm Nils-Erik. 1986. Termodynamiikka. Jyväskylä: Gummerrus Oy. 382 s. ISBN 951-671-327-0.

Flitney Bob. 2004. Mechanical seal housing design - are there real benefits and do we want them? Sealing Technology, Volume 2004. Issue 9. Pages 10-14. ISSN 1350-4789.

Gabriel et al. 2006. Mechanical seals for pumps: application guidelines. New Jersey, USA: Hydraulic Institute. 281 s. ISBN 1-880952-73-4.

Goulds Pumps, Inc. 1999. PumpLines - Tech Talk. July 1999. Saatavissa [http://www.gouldspumps.com/download\\_files/Technews/July\\_1999\\_Extending\\_Pump\\_Life.pdf](http://www.gouldspumps.com/download_files/Technews/July_1999_Extending_Pump_Life.pdf). Viitattu 26.11.2007.

Goulds Pumps, Inc. 2001. TaperBore™ PLUS brochure. Saatavissa: [http://www.gouldspumps.com/download\\_files/literature\\_misc/Taperbore\\_brochure.pdf](http://www.gouldspumps.com/download_files/literature_misc/Taperbore_brochure.pdf). Viitattu 26.11.2007.

Goulds Pumps, Inc. 2007. Www-sivut. Saatavissa: [http://www.gouldspumps.com/pag\\_0012.html](http://www.gouldspumps.com/pag_0012.html). Viitattu 18.10.2007.

Huebner Michael. 2005. Improving the reliability of mechanical seals. Chemical Engineering Progress, Volume 2005. Issue 11. Pages 40-45. ISSN 0360-7275.

Mayer Ehrhard 1977. Mechanical Seals. Third Edition. Bristol, England: J. W. Arrowsmith Ltd. 291 s. ISBN 0 408 00307 3.

Nardone Richard. 2006. The effect of impeller back pump-out vanes on seal performance. Sealing Technology, Volume 2006. Issue 2. Pages 9-11. ISSN 1350-4789.

Shields Stan. 2000. Applying mechanical seals to centrifugal pumps. World Pumps, March 2000. Number 402. Pages 40-43. ISSN 0262-1762.

Sulzer Co. 2007. Www-sivut. Saatavissa: <http://www.sulzer.com>. Viitattu 20.11.2007.

Sulzer Pumps Finland Oy. 2002. AHLSTAR™ -prosessipumput, tuote-esite. Saatavissa: [http://www.sulzerpumps.com/Portaldata/9/Resources/brochures/ppi/single/Ahlstar\\_fi\\_E00545.pdf](http://www.sulzerpumps.com/Portaldata/9/Resources/brochures/ppi/single/Ahlstar_fi_E00545.pdf). Viitattu 20.10.2007.

Sulzer Pumps Finland Oy. 2007. Www-sivut. Saatavissa: <http://www.sulzerpumps.fi>. Viitattu 20.11.2007.

Sulzer Pumps Ltd. 2007. Www-sivut. Saatavissa <http://www.sulzerpumps.com>. Viitattu 20.11.2007.

Vanhala Jukka. 2001. Dynamic seal for Ahlstar pumps. Reprint from the Sulzer Technical Review 1/2001. Winterthur, Switzerland: Sulzer Management Ltd.