

Turun ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Energiatekniikan suuntautumisvaihtoehto
Jouni Heikkinen

Valvoja DI Matti Heinäkari

ÖLJYN X-1R-LISÄAINE HYDRAULIIKASSA

Opinnäytetyö

Syksy 2002

SISÄLTÖ

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

1 JOHDANTO	1
2 HYDRAULIIKKANESTEET	3
2.1 Mineraaliöljyt	3
2.2 Synteettiset öljyt.....	4
2.3 Kasvisperustaiset öljyt	4
2.4 Vesi.....	5
2.5 Hydraulikkaneiteiden ympäristövaikutukset ja hävittäminen.....	6
3 HYDRAULIIKAN KÄYTTÖOMINAISUUDET	7
3.1 Virtaushäviöt	7
3.2 Lämpeneminen	8
3.3 Kavitaatio hydraulikassa	8
3.4 Hydraulinen melu	10
3.4.1 Eri parametrien vaikutus pumpun melutasoon.....	11
3.4.2 Virtausäänet.....	12
3.4.3 Melun torjunta hydraulijärjestelmässä	12
4 ÖLJYN X-1R-LISÄAINE.....	14
5 X-1R-LISÄAINEEN TESTAUS HYDRAULIJÄRJESTELMÄSSÄ.....	16
5.1 Testauspenkki ja käytetyt komponentit.....	16
5.2 Siipipumppu.....	18
5.3 Avoin järjestelmä.....	19
5.4 Testausmenetelmä	20
5.4.1 Käytetyt mittavälineet.....	21
5.4.2 Paineen säätö	21
5.4.3 Äänitason mittaus.....	23
5.4.4 Lämpötilojen mittaus	23

6 X-1R-LISÄAINEEN TESTAUS KULUMISKOKEELLA	25
6.1 Testauslaitteisto	25
6.2 Vipumekanismista muodostuvat voimat.....	26
6.3 Testausmenetelmä	28
6.4 Rullalaakerin mittaus ja kovuus	30
6.5 Kulmakorkeuden määrittäminen	31
7 TULOKSET.....	33
7.1 Hydraulijärjestelmän lämpötilat ja äänitasot	33
7.2 Rullalaakeriin vaikuttavat voimat ja kuluminen	36
8 TULOSTEN TARKASTELU	37
LÄHTEET	39
LIITTEET	

ABSTRACT

Turku Polytechnic

Degree Programme in Mechanical Engineering

Option of Energy Technology

Bachelor of Engineering Thesis

Title: The X-1R oil additive in hydraulics

Author: Jouni Heikkinen

Commissioner: Esko Keihäs, MD, Oy U.S. Marine Diesel Imp. Ltd

Supervisor: Matti Heinäkari, MSc

Date of completion: Autumn 2002

Key words: hydraulics, hydraulic oil, hydraulic noise

The effect of the X-1R oil additive on the operating characteristics of a hydraulic system and the bearing metal wear in the loading device were studied. Previously the X-1R additive has been examined in many kinds of tests. The main focus of this study was on the hydraulic system which has not been the target of any extensive research in these circumstances.

In the hydraulic system, the temperatures of different components and the noise level of the hydraulic pump at 3 different pressure levels were measured. These tests were carried out both with the X-1R additive mixed in the correct proportion with the hydraulic oil, and without the additive. In the second testing method the roller bearing part was loaded by means of a lever mechanism. The resulting wear in the roller bearing was measured by a measuring microscope.

The results showed that the temperature of the hydraulic system decreased and the wear of the roller bearing was substantially reduced with the X-1R additive. Also the noise level of the hydraulic pump was significantly reduced.

This study indicates that the X-1R oil additive reduces friction and lowers the temperatures in a hydraulic system.

TIIVISTELMÄ

Korkeakoulu	Turun ammattikorkeakoulu
Koulutusohjelma	Kone- ja tuotantotekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Energiatekniikka
Tekijä	Jouni Heikkinen
Työn nimi	Öljyn X-1R-lisäaine hydraulikassa.
Aika	Syksy 2002
Työn laji	Insinöörityö
Toimeksiantaja	TJ. Esko Keihäs, Oy U.S. Marine Diesel Imp. Ltd
Valvoja	Diplomi-insinööri Matti Heinäkari
Avainsanat	hydraulikka, hydraulioöljy, hydraulinen melu

Tässä työssä tutkittiin öljyn X-1R-lisäaineen vaikutusta hydraulijärjestelmän käyttöominaisuuksiin sekä laakerimetallin kulumiseen kuormituslaitteistossa. Aiemmin X-1R-lisäainetta on tutkittu monenlaisissa tutkimuksissa. Tämän tutkimuksen pääpaino oli hydraulijärjestelmässä, josta ei ole aiemmin laajempaa tutkimusta tehty näissä olosuhteissa.

Hydraulijärjestelmässä mitattiin syntyneitä lämpötiloja komponenteista sekä hydraulipumpun melua 3:ssa eri painetasossa. Nämä tutkimukset tehtiin ilman X-1R:ää sekä tätä lisäainetta sekoitettuna oikeassa suhteessa samaan hydraulioöljyyn. Toisessa testausmenetelmässä kuormitettiin rullalaakerin rullaa vipumekanismin avulla. Tästä syntyvää kulumista rullalaakerissa havainnoitiin mittamikroskoopilla.

Tutkimus osoitti, että hydraulijärjestelmän käyttölämpötilat laskivat, ja rullalaakerin kuluminen vähentyi huomattavasti X-1R-lisäainetta käytettäessä. Myös hydraulipumpusta syntyneeseen meluun vaikutus oli merkitsevästi alentava.

Tämä tutkimustyö osoittaa, että öljyn X-1R-lisäaine vähentää kitkaa ja syntyneitä lämpötiloja hydraulijärjestelmässä. Monien työpaikkojen työolosuhteisiin voitaisiin vaikuttaa merkitsevästi laskemalla hydraulijärjestelmien melutasoa, käyttämällä niissä X-1R-lisäainetta.

1 JOHDANTO

Tämän tutkimustyön toimeksiantaja on Oy U.S. Marine Diesel Imp. Ltd, joka on X-1R-polttoaineiden ja öljyjen lisäaineen sekä voitelurasvojen ainoa maahantuojaja Suomessa ja jonka toimipaikka sijaitsee Turussa. Tämä tuote on lähtöisin Yhdysvalloista. Yritys toimii siellä nimellä X-1R Corporation ja sen pääkonttori on Floridassa.



Kuvio 1 X-1R-lisäaineen maahantuonnin pääkonttori Turussa

Markkinoilta löytyy suuri valikoima eri valmistajilta useita hydraulioöljyalaatujia mineraaliöljyistä ympäristöystävälliseen biohydrauliikkaöljyyn. Vähemmälle merkitykselle ovat jääneet näihin öljyihin sekoitettavat lisäaineet, jotka parantavat näiden käyttöominaisuuksia. Siksi tässä työssä kerrotaan lyhyesti eri hydraulioöljyalaaduista sekä käyttöominaisuuksista, jotka on hyvä tietää ennen tutkimuksen lukemista.

Yleisesti ottaen hydraulipumput ovat kovaäänisiä. Käyttölämpötilojen pitäisi myös pysyä matalina. Tässä on hyvä syy lähteä tutkimaan X-1R-lisäaineen vaikutusta hydraulijärjestelmään syntyneeseen meluun ja lämpötiloihin. Tutkimusmenetelmänä melun mittauksessa käytetään tarkkuusäänitasomittaria ja lämpötiloja seurataan sekä manuaalisesti että digitaalisesti. Myös lähes kaikissa hydraulipumpuissa on laakereita, jotka saavat voitelun hydraulioöljystä. Siksi tässä tutkimuksessa on lisänä laakerimetallin kulumisesta, jolla havainnollistetaan X-1R-lisäaineen merkitys laakerimetallin kulumisesta. Tässä käytetään tutkimusta varten tehtyä vipumekanismilaitteistoa, joka pienen kokonsa ansiosta kulkee myös esittelylaitteistona.

Nämä 2 tutkimusmenetelmää täydentävät toisiaan ja tekevät tästä työstä yhden laajemman kokonaisuuden. Tutkimuksen kaikki työvaiheet, tutkimussuunnitelman ja raportoinnin olen laatinut itse. Täten tärkeimpänä tavoitteena on saada tutkimustuloksia, josta saa uskottavia tuloksia lisäaineen merkityksestä hydraulikassa. Tämä tutkimus on vaikuttanut positiivisesti omaan mielipiteeseeni ja käsitykseeni kyseisestä lisäaineesta. Tämä testattava tuote on myös ympäristöä säästävä.

2 HYDRAULIIKKANESTEET

Tämän päivän hydraulineesteeltä vaaditaan paljon. Kuitenkin perusvaatimukset ovat pysyneet lähes samoina, ainoastaan käyttökohdekohtaiset vaatimukset, kuten palamattomuus, ympäristöystävällisyys ja arktisten olosuhteiden kesto, ovat lisääntyneet. Tärkein nesteeltä vaadittava ominaisuus hydraulilaitteiden kestävyys kannalta on se, että neste voitelee hyvin. Nesteen voiteluominaisuuksien tulee riittää kitkan vähentämiseen ja ylläpitämään nestekalvo voideltavassa kohteessa kulumisen estämiseksi. Samoin nesteen ominaisuuksien tulee pysyä mahdollisimman vakaina käyttöolosuhteiden vaihteluista huolimatta. (1, s.109.)

Hydrauliikkajärjestelmässä nesteen ensisijaisena tehtävänä on tehon välittäminen pumpulta toimilaitteelle. Tämän lisäksi neste voitelee ja jäähdyttää järjestelmää samalla, kun se estää komponentteja ruostumasta. Virratessaan järjestelmässä neste kuljettaa siinä syntyneet epäpuhtaudet suodattimeen sekä vähentää syntynyttä lämpöä järjestelmän putkistoissa ja säiliössä (2, s.232). Hydraulijärjestelmän kokonaishyötysuhde on parhaimmassakin tapauksessa n. 85 %; on siis kysymys huomattavasta lämpömäärästä, joka on johdettava pois. (1, s.109.)

2.1 Mineraaliöljyt

Pääosa hydraulijärjestelmissä käytettävistä nesteistä on mineraaliöljyjä. Perusöljy valmistetaan tarkoin valikoidusta raakaöljystä, jonka kemiallinen koostumus ja jalousaste vaihtelevat. Mineraaliöljyjen ominaisuudet riittävät sellaisinaan useissa normaaleissa käyttötilanteissa, mutta kun vaatimukset kasvavat, tehostetaan öljyjen ominaisuuksia erilaisilla lisäaineilla. (2, s.233.)

Mineraaliöljyperustaiset hydraulinesteet ovat tiivistemateriaalien kannalta lähes ongelmattomia, kuitenkin esim. butyyli ja luonnonkumi ovat sopimattomia. Myös metallien kanssa mineraaliöljyt soveltuvat hyvin, eivätkä ne reagoi kuin poikkeustapauksissa. Tämänkin reagoimisen aiheuttavat jotkut öljyn sisältämät lisäaineet. Niinpä käytettäessä mineraaliöljyjä, järjestelmässä käytettävät materiaalit voidaan valita suhteellisen vapaasti. (1, s.114.)

Normaaliolosuhteissa mineraaliöljyt ovat käyttökelpoisia, mutta esimerkiksi erilaisilla palovaara-alueilla käytetään muita nesteitä kuin mineraaliöljyjä. (1, s.114.)

2.2 Synteettiset öljyt

”Synteettisillä hiilivedyillä voiteluaine- ja hydraulikkanestekäytössä tarkoitetaan nykyään useimmiten poly-alfa-olefiineja. Ne valmistetaan kemiallisen prosessin avulla eteenistä, jota saadaan mm. raakaöljystä tislauksen ja lämpökrakkauksen avulla. Kemiallisessa prosessissa saadaan lopputuotteelle täysin hallittu isoparafiininen molekyyli rakenne, jolla mineraaliöljyihin verrattuna on useita huomattavia etuja.” (1, s.115.)

Synteettisillä öljyillä on hyvä hapettumis- ja lämmönkestävyys sekä hyvät viskositeettiominaisuudet. Niiden juoksevuus säilyy hyvin alhaisissa lämpötiloissa ja ne kestävät hyvin kylmissä olosuhteissa (2, s.236.)

2.3 Kasvisperustaiset öljyt

Tavallisin kasvisöljyperustainen hydraulioöljy on kotimainen rypsiöljy. Sillä on useita hyvälle voiteluaineelle kuuluvia ominaisuuksia. Se kestää hyvin mekaanista rasitusta ilman, että sen viskositeetti arvot muuttuvat sekä sillä on alhainen kitkakerroin. Rypsiöljyjä on saatavana viskositeetiltaan samoilla arvoilla kuin mineraaliöljyjäkin. Käytössä on todettu, että kasvisöljyn lämpötila pysyy käytännössä 10 – 15 °C mineraaliöljyjen lämpötilaa alhaisempana. Tämä vähentää nesteen lämpenemisen aiheuttamia haittoja kuumissa olosuhteissa. Haittapuolena taas on niiden tahraavuus eli kuivuneiden öljytahrojen vaikeampi poistaminen. Kasviperustaisenöljyn hinta on korkeampi kuin mineraaliöljyjen. (2, s.234.)

Yleisiltä voiteluominaisuuksiltaan kasvisöljyperustaiset hydraulineesteet ovat hyvin lähellä perinteisiä hydraulinesteitä, osittain ne ovat jopa parempia. Tämä johtuu rasvahappojen pitkistä hiiliketjuista. Voiteluominaisuuksiin vaikuttaa myös rasvojen polaarisuus. Hyvien tarttumisominaisuuksien ansiosta voideltavaan pintaan ne muodostavat kestävä voitelukalvon. (2, s.233.)

Kasvisöljyllä on korkea viskositeetti-indeksi eikä niiden viskositeetti indeksi ole yhtä paljon riippuvainen paineesta ja lämpötilasta kuin mineraaliöljyillä. Näillä on myös etuina parempi voitelu kyky sekä perusöljyn myrkyttömyys. Toisaalta taas kasviöljyjen kylmäominaisuudet ovat huonommat kuin mineraaliöljyillä, ja ne vanhenevat nopeammin. Öljyjen huonoja puolia voidaan parantaa lisäaineistuksella, mutta samalla menetetään myrkyttömyys, sillä useimmat lisäaineet ovat myrkyllisiä. Kuitenkin kasviöljyissä tarvitaan selvästi vähemmän lisäaineita kuin mineraaliöljyissä, joten ne ovat ympäristöystävällisimpiä. Normaaliolosuhteissa kasvisöljyt vastaavat käyttöominaisuuksiltaan pitkälti mineraaliöljyjä. (3, s.81.)

Kasviöljyperustaisten hydraulioöljyjen haittoina ovat olleet niiden huonot kylmäominaisuudet ja mineraaliöljyjä lyhyempi käyttöikä. Tiivisaineiden kannalta kasvisöljyperustaiset öljyt ovat ongelmattomia, mutta pilaantunut kasviöljy saattaa syövyttää joitakin materiaaleja. (2, s.233.)

2.4 Vesi

Puhdas lisäaineistamaton vesi on yksinkertaisin ja halvin hydraulineeste. Se ei pala, ei liikaa ympäristöä, eikä sen viskositeetti muutu liikaa lämpötilan noustessa. Veden käyttö kuitenkin aiheuttaa ongelmia, se ruostuttaa ja hapettaa sekä jäätyy kylmässä. Alhainen viskositeetti aiheuttaa suuria vuotoja normaalivälöksissä komponenteissa sekä lisäksi voiteluvaikeuksia. Tämän seurauksena komponenttien, erityisesti pumppujen ja moottoreiden kuluminen on voimakasta. (3, s.81.)

Näiden haittojen estämiseksi vesihydraulijärjestelmissä käytettävät komponentit on valmistettava vettä sietävistä materiaaleista. Tällaiseksi soveltuvat ruostumattomat tai haponkestävät teräkset, messingit, keraamit tai muovit. Vuotojen ehkäisemiseksi on vesijärjestelmiin tarkoitetuissa komponenteissa käytettävä pienempiä välkyksiä kuin esimerkiksi mineraaliöljyjärjestelmiin tarkoitetuissa komponenteissa. (3, s.82.)

Vettä hydraulineesteenä käytetään myrkyttömyytensä ja ympäristöystävällisyytensä vuoksi muun muassa elintarviketeollisuudessa ja offshoreteollisuudessa. (3, s.82.)

2.5 Hydraulikkaneiteiden ympäristövaikutukset ja hävittäminen

Käytetyt hydraulineiteet kuuluvat ongelmajätteisiin ja ne ovat hävitettävä asianmukaisella tavalla. Mineraalipohjaiset ja synteettiset öljyt hävitetään kuten muutkin jäteöljyt. Kasviöljyperustaisten hydraulioöljyjen hävittäminen on jossain määrin helpompaa, sillä perusöljy hajoaa luonnossa eikä ole ympäristölle haitallinen. Näidenkin öljyjen lisäaineet ovat usein haitallisia luonnolle, mikä on otettava huomioon niiden hävittämisessä. Jos lisäaineet ovat luonnolle haitallisia, on öljyt hävitettävä kuten mineraaliöljypohjaisetkin nesteet. Jotkin emulsiot ja synteettiset nesteet ovat vaikeammin hävitettävissä, sillä niiden ainesosia on vaikea saada erotettua toisistaan. (2, s.238.)

Vaikeasti syttyviä hydraulineiteitä on vaikeampaa hävittää kuin muita nesteitä. Niiden nesteiden, jotka koostuvat vedestä ja kemiallisista seoksista, on helpompaa hävittää. Sillä näiden nesteiden kemialliset seokset ovat luonnossa hajoavia. Niinpä ne voidaan jossakin tapauksissa kaataa pieninä erinä viemäriin. Tämä on sallittua vain, jos siihen on anottu lupa. (1, s.120.)

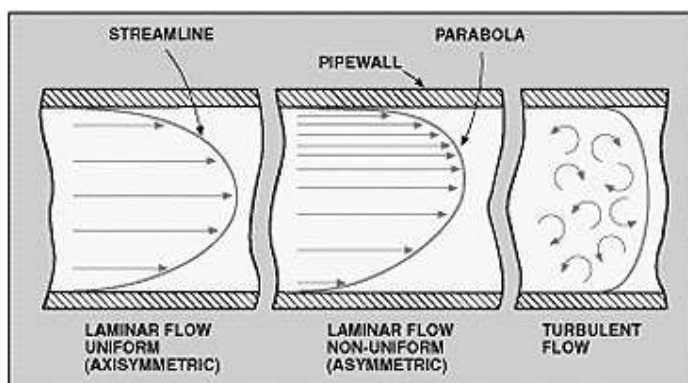
Kuten edellä todettiin, käytetyt hydraulineiteet kuuluvat ongelmajätteisiin. Niinpä niiden hävittämisessä tulee noudattaa voimassa olevia lakeja ja asetuksia. Hydraulineiteen käyttäjän tulee olla yhteydessä viranomaisiin tehdessään jätteiden käsittelyyn liittyviä suunnitelmia. (1, s.121.)

3 HYDRAULIIKAN KÄYTTÖOMINAISUUDET

Hydrauliikan käyttöominaisuuksilla tarkoitetaan hydrauliikkajärjestelmässä tapahtuvista fysikaalisista muutoksista, joita ovat esimerkiksi lämpeneminen ja melu. Näitä ominaisuuksia ilmenee kaikissa järjestelmissä enemmän tai vähemmän. Myös kavitaatiota saattaa esiintyä, mikä ei ole suotavaa. Näiden syntymiseen voidaan vaikuttaa vähentävästi laadukkaiden komponenttien sekä hydrauliikkaöljyjen valinnassa. Myös hydrauliikkaöljyyn lisättävillä lisäaineilla saadaan huomattavia vaikutuksia.

3.1 Virtaushäviöt

Hydrauliikkajärjestelmissä esiintyy virtaushäviöitä, jotka voidaan jakaa kahteen ryhmään. Virratessaan neste hankaa putken seinämiin, jolloin puhutaan kitkahäviöistä. Kun virtauksen suuntaa tai nopeutta muutetaan, syntyy kertahäviöitä. Häviöt aiheuttavat paineen laskua järjestelmässä virtausenergian muuttuessa lämmöksi. (2, s.109.)



Kuvio 2 Laminaarinen ja turbulентtinen virtaus putkessa

Laminaarisessa virtauksessa kitkavastus riippuu ainoastaan Reynoldsin luvusta, johon esim. putken pinnan karheus ei vaikuta. Turbulenttisessa virtauksessa kitkavastukseen vaikuttavat myös putken sisäpinnan karheus ja halkaisija. (2, s.109). Virtaus on kuitenkin laminaarista yleensä vain pienissä ja pitkissä putkissa. Useimmiten virtaus hydrauliikkajärjestelmissä on turbulентtista. (3, s.51.)

3.2 Lämpeneminen

Tehohäviöt hydraulijärjestelmässä synnyttävät lämpöä, joka on saatava poistumaan järjestelmästä. Jos lämpöä syntyy enemmän kuin järjestelmästä saadaan poistettua, kasvavat tehohäviöt huononevan voitelun ja lisääntyvien vuotojen vaikutuksista. Lämpenemisen myötä öljyn kestoikä alenee ja sen mukana koko järjestelmän toimintavarmuus heikkenee. Normaali hydraulijärjestelmän käyttölämpötila on 35 - 65 °C. Synteettisiä hydraulineiteitä käytettäessä voidaan lämpötilaa nostaa huomattavasti. Tällöin pitää huomioida, että materiaalit kestää korkeimpia käyttölämpötiloja. (2, s.117.)

Jos järjestelmä on jatkuvakäyntinen eli se käy kokoajan, niin silloin on erityisen tärkeää, että sama lämpömäärä poistuu järjestelmästä mitä se synnyttääkin. Jos järjestelmä käy vain tietyn ajan kerrallaan ollen välillä pysähdyksissä, on huolehdittava, että lämpötila on sallituissa rajoissa käynnin lopussa. (2, s.117.)

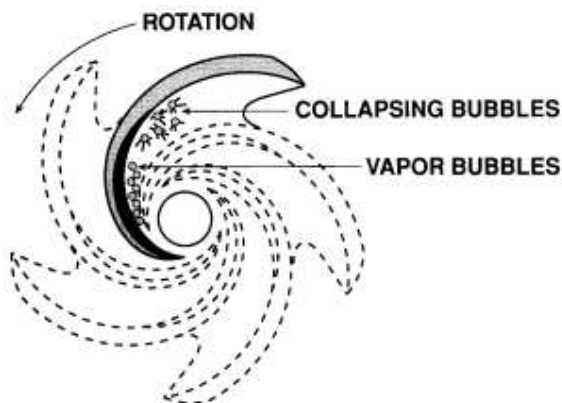
Hydraulijärjestelmän käyttölämpötilan saavuttaminen voi kestää useita tunteja. Siksi öljyn että sen koskettamien metalliosien lämmön luovutuksen täytyy olla tasapainossa öljyyn tulevan lämpövirran kanssa. (1, s.31.)

3.3 Kavitaatio hydraulikassa.

Kavitaatio syntyy, kun virtaavan veden nesteen paine alenee höyrystymispaineeseen, ts. neste kiehuu. Tämä ilmiö voi tapahtua lämpötilasta riippumatta. Syrjäytyspumpeissa paineen aleneminen syntyy nesteen suuresta nopeudesta, nestemassan kiihdytyksestä ja imukanavien virtausvastuksen vaikutuksesta. Kun neste höyrystyy, pumpun työkammio täyttyy imujakson aikana vain osittain öljyllä ja loppu on höyryn täyttämää. Haittavaikutuksena on tilavuusvirran pieneneminen ja samalla muiden suoritusarvojen aleneminen. Täten paineen kasvaessa, iskeytyvät höyrykuplat kokoon, jolloin syntyy paikallisesti hyvin korkeita paineita. Tästä seuraa nestettä ympäröivien metallipintojen vaurioituminen, eli kavitaatioerosio. Eroosion karheuttama pinta voi johtaa kiinnileikkautumiseen voitelun heikentyessä. Iskut pumpulle ja putkistolle aiheuttavat kuormitusta ja värähtelyä ääni-ilmiöineen. (1, s.65.)

Kavitaatiotyypit voidaan erotella sen mukaan, miten paineen aleneminen tapahtuu:

1. Liikkuva kavitaatio, jossa kuplat liikkuvat virtauksen mukana esim. virtauskoneen juoksupyörässä.
2. Kiinteä kavitaatio syntyy esim. venttiilissä virtauksen irrotessa kiinteästä rajapinnasta tai muodostaessa ontelon.
3. Pyörrekavitaatio syntyy pyörteen keskelle esim. turbiinin imuputkessa tai siiven lähtöreunassa.



Kuvio 3 Kavitaatiosta syntyneet höyrykuplat potkurin siivessä

4. Värähtelykavitaatio aiheutuu jatkuvista suuriamplitudisista ja korkeataajuuksista paineaalloista esim. eräissä kavitaatiokoelaitteissa. (4, s.31.)

Hydrauliöljyjen höyrystymispaineet ovat erittäin alhaisia, esim. lämpötilassa 50 °C alle 1 Pa. Käytännössä öljy sisältää aina ilmakuplia sekä liuennutta ilmaa. Paineen aletessa myös liuennut ilma poistuu kuplina aiheuttaen kavitaation kaltaisen ilmiön, ns. ilmakuplakavitaation, jo ennen kuin öljy on höyrystynyt. Tämä ei ole eroosion kannalta yhtä haitallista kuin varsinainen kavitaatio, koska ilma vaimentaa kokoon iskeytymistä. Paineen noustessa nopeasti ilmakupla kuumenee adiabaattisesti, mikä aiheuttaa öljyn pilaantumista sekä joskus ilma-kaasuseoksen syttymistä. Kavitaation ilmeneminen ja vaikutus riippuu siis öljyn ilmapitoisuudesta. Kavitaatorajaa ei voida määrittää yhtä täsmällisesti kuin esim. vesipumpuissa, koska viskositeetin vaikutus on niin merkittävä. (1, s.65.)

3.4 Hydraulinen melu

Hydraulisen melun alkusyynä on nesteiden pinnan tai nesteeseen rajoittuvan kaasutilan tai mekaanisen rakenteen värähtely. Tämä aikaansaa aaltoliikkeen ympäröivässä ilmassa. Äänen voimakkuus riippuu värähtelyn amplitudista. (4, s.33.)

Koneteknisissä sovellutuksissa neste virtaa yleensä suljetussa tilassa, jolloin melu ei voi siirtyä suoraan nesteestä ilmaan. Melun syntyminen perustuu tällöin ympäröivän rakenteen pinnan värähtelyyn. (4, s.33.)

Hydraulikoneiston melun aiheuttajana ovat useimmiten painevärähtelyt, joiden pääasiallinen lähde on hydraulipumppu. Melu siirtyy painevärähtelyinä nesteen välityksellä putkiston koko pituuteen ja heijastuu siitä meluna. Samalla putkisto tärisee, joka ennemmin tai myöhemmin johtaa nestevuotoihin.(7)

Kuten edellä todettiin, pumppu on hydraulijärjestelmän tärkein melunlähde ja siten myös meluntorjunnan tärkein kohde.

Pumpussa melua syntyy eri tavoin:

- mekaanisesti sähkömoottorissa, kytkimessä, vierintälaakereissa ja erilaisista yksittäisistä komponenteista

- hydraulinesteen edestakaisissa paineenmuutoksissa

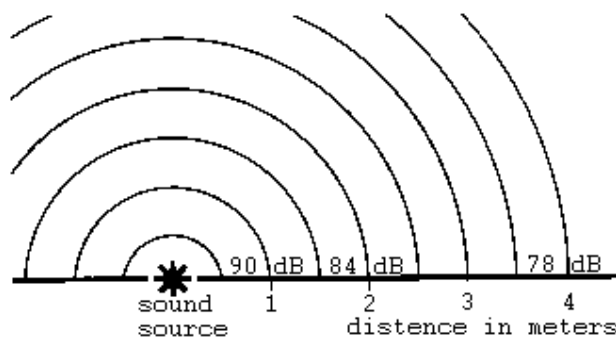
- ilma- ja höyrykuplien iskeytyessä kokoon (kavitaatio). (1, s.64.)

Hydraulinesteen edestakaiset paineenmuutokset synnyttävät mekaanisessa rakenteessa muodonmuutoksia. Näistä johtuva pinnan värähtely saa aikaan ympäröivään ilmaan paineaaltoja, jotka korva tajuua meluna. (1, s.64.)

Kavitaatiosta johtuvat paikalliset lyhytaikaiset painehiiput etenevät rakenteen seinän läpi jännitysaloitina. Stokastisesti toistuvina ne saavat aikaan rätisevän melun, joka on tyypillinen hydraulisissa virtauskoneissa. Hydrauliventtiileissä kiinteä kavitaatio aikaansaa tasaisemman kohisevan tai vinkuvan melun, jossa erilliset iskut eivät erotu. Kavitaatiomelussa esiintyy myös korkeita ääniä, joita ihmiskorva ei erota. (4, s.34.)

3.4.1 Eri parametrien vaikutus pumpun melutasoon.

Pumppuun liittyviä tärkeitä suureita ovat kierroslavuus, pyörimisnopeus ja painetaso. Näiden suureiden vaikutusta meluun on monessa yhteydessä tutkittu ja on päädytty seuraaviin tuloksiin. Teho kasvaa samassa suhteessa kuin muuttuva suurekin. Kierroslavuuden kasvaessa kasvaa myös melua säteilevä pinta-ala ja alajohon paineen vaihtelu vaikuttaa. Kierroslavuuden kasvaessa kaksinkertaiseksi, nousee melutaso n. 3 dB. Näin ollen sama melutaso kasvu aiheutuu jos yhden pumpun sijasta käytetään 2 samanlaista pumppua. Tämä johtuu desibelien logaritmisesta asteikosta. Painetason kasvaessa kasvaa myös rakenteisiin vaikuttavat voimat ja nestemassan liikkeet tapahtuvat suuremmalla kiihtyvyydellä. (4, s.46.)



Kuvio 4 Etäisyyden vaikutus äänitason vaimentumiseen

Melun syntymiseen on pyörimisnopeuden muutoksella suuri vaikutus. Nopeuden kasvaessa rakenteen liikkeet nopeutuvat ja lähtökiihtytys sekä loppuhidastus tapahtuvat nopeammin. Liikkuvien osien liike-energia on verrannollinen nopeuden 2:een potenssiin. Tämä aiheuttaa suunnanmuutos hetkellä kosketuskohdissa voimavaikutuksen kasvua. Nopeuden kasvulla suurin merkitys on kuitenkin siinä, että akseli- ja perustaajuus kasvavat pyörimisnopeuden mukana. Mitattaessa melua A-painotettuna siirtyy voimakkainta melua aiheuttava taajuuskomponentti kohti taajuusaluetta, jolla ihmisen korva on herkin. (4, s.47.)

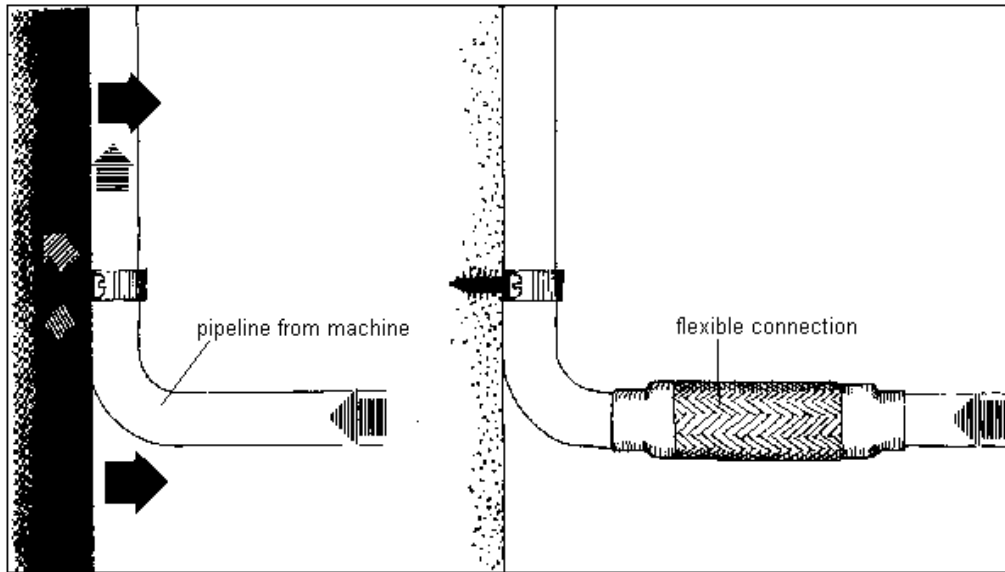
3.4.2 Virtausäänet

Kaasu- ja nestevirtaukset aiheuttavat joskus voimakkaitakin ääniä. Äänen voimakkuus kasvaa yleensä hyvin nopeasti virtausnopeuden kasvaessa. Tällöin liike-energia muuttuu paremmalla hyötysuhteella äänienergiaksi. Nestevirtauksissa syntyvät äänivärähtelyt periaatteessa samalla tavalla kuin kaasuvirtauksissa. Nesteen sisällä etenevä ääni on ihmiselle haitallista vasta, kun se on muuttunut ilmaääneksi. Tämä tapahtuu pintojen välityksellä, jotka nesteääni panee värähtelemään. (5, s.36.)

Nesteen virratessa hitaasti putkessa on virtaus laminaarista. Nesteeseen alkaa kehittyä pyörteitä nopeuden kasvaessa, mikä merkitsee värähtelyenergian voimakasta kasvamista äänialueella. Suorassa ja sileässä putkessa pyörteiden aiheuttama äänienergia ei kuitenkaan useimmiten ole haitallista, elleivät nopeudet ole hyvin suuret. Haitallisimmat melulähteet syntyvät vasta silloin, kun virtausta jotenkin kuristetaan. Tällöin syntyy paikallisia nopeushuippuja ja niihin liittyvää suurta pyörteisyyttä. Jos kuristus kohdassa paine alenee riittävän alhaiseksi, syntyy kavitaatioilmiö. Tästä johtuva melutason kasvu on usein yli 10 dB. (5, s.37.)

3.4.3 Melun torjunta hydraulijärjestelmässä.

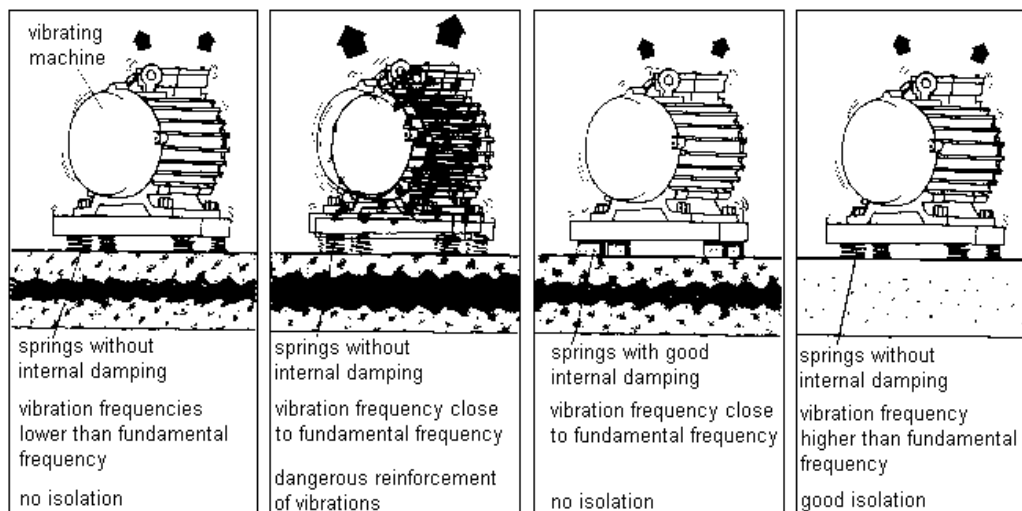
Melu eteneminen tapahtuu pääasiassa ilman, nesteen ja mekaanisten rakenteiden kautta, ja kaikkiin näihin torjunta on kohdistettava. Sopivalla pumpun sijoituksella saadaan vähennettyä ilman kautta etenevää melua. Myös kotelointia voidaan käyttää, mutta tästä voi seurata lämpenemisongelmia. Mekaanista tietä eteneminen voidaan katkaista asentamalla pumpun moottoreineen vaimentavalle alustalle. Myös putkien vaihtaminen letkuiksi vaimentaa melua, jolloin painesykintä pienenee ja etenemistie putken seiniä pitkin katkeaa. Öljysäiliö on voimakas kaikupohja, joten pumpun asennus kannelle lisää melua. Pumpun tilavuusvirran sykintä synnyttää putkistossa paineaaltoja, joten mitoituksessa on erityisesti vältettävä resonanssia pumpun sykkimistaajuuden ja putken paineaallon ominaistaajuuden välillä. Tärkein keino painesykinän poistamiseksi on pumpun lähelle sijoitettu paineakku. (1, s.64.)



Kuvio 5 Putkeen kiinnitetty joustavapalje vaimentaa putken aiheuttamaa melua

Muita melun torjuntakeinoja:

- hydraulinen konstruktio, jossa tilavuusvirran ja paineen muutokset ovat pieniä ja pehmeitä
- jäykkä rakenne melun lähteestä, tällöin muodon muutokset pysyvät pieninä
- värähtelemätön massiivinen konealusta tai vaimentava koneen kiinnitys
- resonanssien välttäminen
- hyvä hyötysuhde. (4, s.35.)



Kuvio 6 Vaimennuksen, jousien ja erityksen merkitys moottorista syntyvään meluun värinän taajuudella sekä näiden vaikutus perustaajuuteen

4 ÖLJYN X-1R-LISÄAINE

X-1R on synteettinen, nestemäinen hoitokäsittelyaine, joka vähentää erittäin huomattavissa määrin kitkaa, joka aiheutuu rautasekoitteisten metallipintojen keskinäisestä kosketuksesta ja liikkeestä. Tämä öljyn lisäaine on synteettinen kemikaali, joka vaikuttaa toisin kuin tavalliset hydrodynaamiseen vaikutukseen perustuvat kemikaalit. Molekyylien sidos lisää metallipinnan tiheyttä tehden metallipinnan kovemmaksi ja tasaisemmaksi toisin kuin PTFE-pohjaiset aineet, jotka korkeaviskositeettisiin öljyihin sekoitettuna vain pinnoittavat metallin. Öljyn X-1R-lisäaineen sekoitussuhde hydraulikassa on 3% öljymäärästä. Tämä öljyn lisäaine on ympäristöystävällinen. (6)

Käyttökokemuksia:

X-1R-lisäaineen vaikutukset nitromoottorissa.

Top Fuel Harley -sarjan kilpamoottoripyörässä on 2600 cm³ ilmajäähdytteinen 2 sylinterinen työntötankomoottori, josta puristetaan 650 hevosvoimaa. Polttoaineena käytettävän nitrometaanin huuhteluoimaisuuksien vuoksi korostuu erityisesti moottorin voitelun tärkeys. (6)

Suuren sylinterin halkaisijan (115 mm) takia joudutaan käyttämään normaalia suurempaa porausvälystä. Tästä normaalisti aiheutuvaa männänhelmojen kiinnileikkautumista ei ole esiintynyt X-1R-lisäainetta käytettäessä moottoriöljyssä. X-1R:n käyttö on lisäksi lähes kaksinkertaistanut erittäin koville pintapaineille altistuvien kampiakselin ja kiertokankien laakereiden eliniän. (6)

Moottorin rakenteen vuoksi sylinterikansissa ja venttiilikoneistossa ei ole kiertovoitelua. Käyttämällä X-1R-vaseliinia työntötankojen päiden voitelussa on niiden kiinnileikkautuminen voitu välttää kokonaan. Keinuvipuakseleiden ja venttiilien varsien mekaaninen kuluminen on myös ollut lähes olematonta X-1R-vaseliinin käytön ansiosta. Moottorissa on ollut samat venttiilit ja ohjausholkit neljä vuotta. (6)

Moottorin kuluminen putosi puoleen.

Alfons Håkans -varustamo testasi uutta markkinoille tullutta voiteluöljyä siten, että hinaajan toiseen moottoriin laitettiin normaaliöljyä ja toiseen moottoriin uutta öljyä.
(6)

Varustamon teknillinen johtaja Reino Malmivaara halusi tällä tavalla saada konkreettista tietoa aineesta. Vaikutuksena oli dieselmoottorin kuormituksen alentuminen. Lisäksi turbon ahtopaine laski noin 10 %:a moottorissa, jossa oli uutta voiteluöljyä. Malmivaara sanoo lähes päivittäin saavansa myyntimiehiltä erilaisia ehdotuksia ja siksi hän suhtautuu tarjouksiin hyvin kriittisesti. Vertailun perusteena Malmivaara uskoo X-1R-lisäaineen tehoon. (6)

M/S Iso-Pukin koneistossa X-1R-lisäainetta käytetään seuraavissa kohteissa: Wärtsilä 814 TK 1000 hv pääkoneet, 2kpl, kampikammio + turbo + säätäjät. (6)

Kokemus X-1R-lisäaineen vaikutuksista ei perustu tieteelliseen tutkimukseen, vaan kokemuksen tuomaan ”sormituntumaan” ja silmännähtäviin ilmiöihin. X-1R:n käytön alkuaikoihin (1995) oli huomattavissa pienten öljyvuotojen lisääntyvän eri laitteiden huulitiivisteissä sekä tiivisteissä, nämä vuodot kuitenkin vähenivät (tai pienenivät jopa entisestään) tai loppuivat kokonaan käyttötuntien karttuessa. Keulapotkurin Dieselmoottorin (Detroit V-8) tyhjäkäyntikierrosluku nousi vakioarvostaan, jolloin sitä jouduttiin säätämään alkuperäiseen arvoonsa. (6)

Pääkoneiden haalauksessa (Wärtsilä 814 TK, 2kpl) Lokakuussa 2000 todettiin koneessa (männät, kannet, venttiilit, imu/-pakosarjat) olevan huomattavasti vähemmän karstaa verrattuna edelliseen haalaukseen v. 1995. Samoin öljynkulutuksen todettiin pienentyneen / ajotunti. Myös kampikammiot, nokka-akselikäytävät sekä venttiilikoneistot ovat pysyneet erittäin puhtaina. 8000 tunnin haalausvälin aikana ei todettu sylintereissä, eikä laakereissa mittauksilla havaittavaa kulumista. (6)

5 X-1R-LISÄAINEEN TESTAUS HYDRAULIJÄRJESTELMÄSSÄ.

Tämä tutkimustyö suoritettiin Turun ammattikorkeakoulun hydraulikkalaboratoriossa. Työn tarkoituksena oli tutkia öljyn X-1R-lisäaineen vaikutusta avoimenjärjestelmän hydraulikassa, ja miten se vaikuttaa järjestelmässä syntyneisiin lämpötiloihin. Samalla tutkittiin äänitasoa desibelimittarilla havainnoiden lisäaineen vaikutusta melun syntymiseen.

5.1 Testauspenkki ja käytetyt komponentit

Rexroth pumppuyksikkö, joka sisältää siipipumpun, käyttömootorin ja säiliön.

Hydraulisiipipumppu:

Siipipumppu: Rexrothtyyppi: RV2V3-20 / 12R1MC25A1

Sähkömoottori:

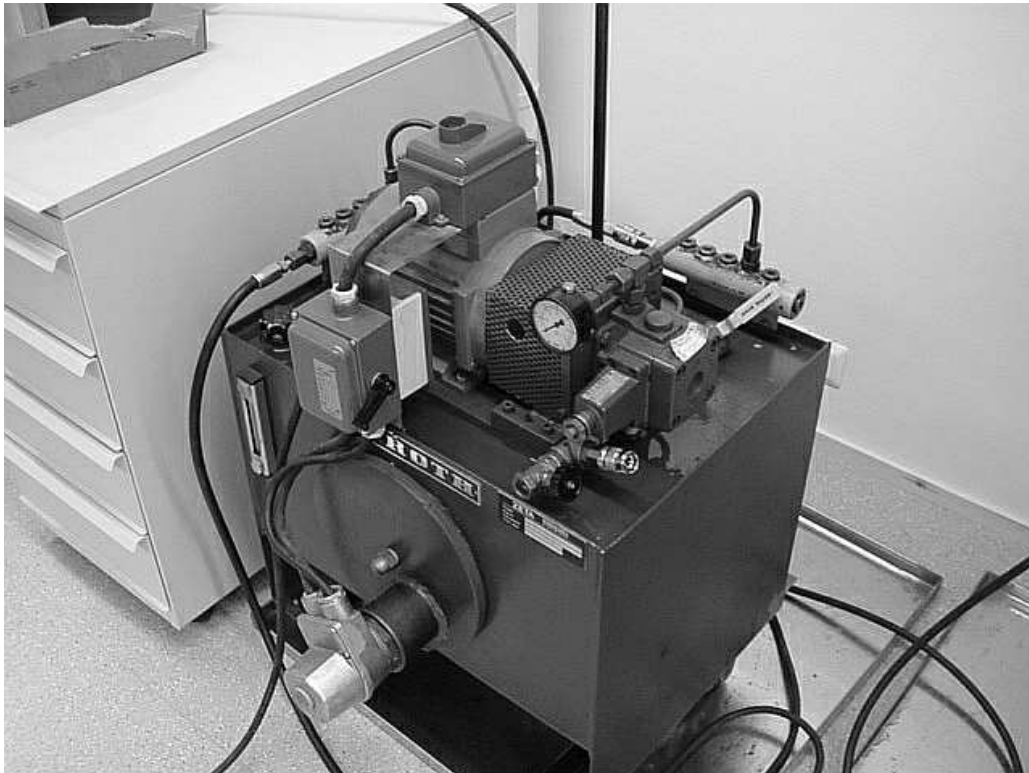
ASEA Class B IEC 34-1-1969 Cat. no. MK 110 020-A

3 ~ 50 Hz teho: 1,1kW $U_{käyttö} = 380V$ Pyörimisnopeus = 1410 r/min

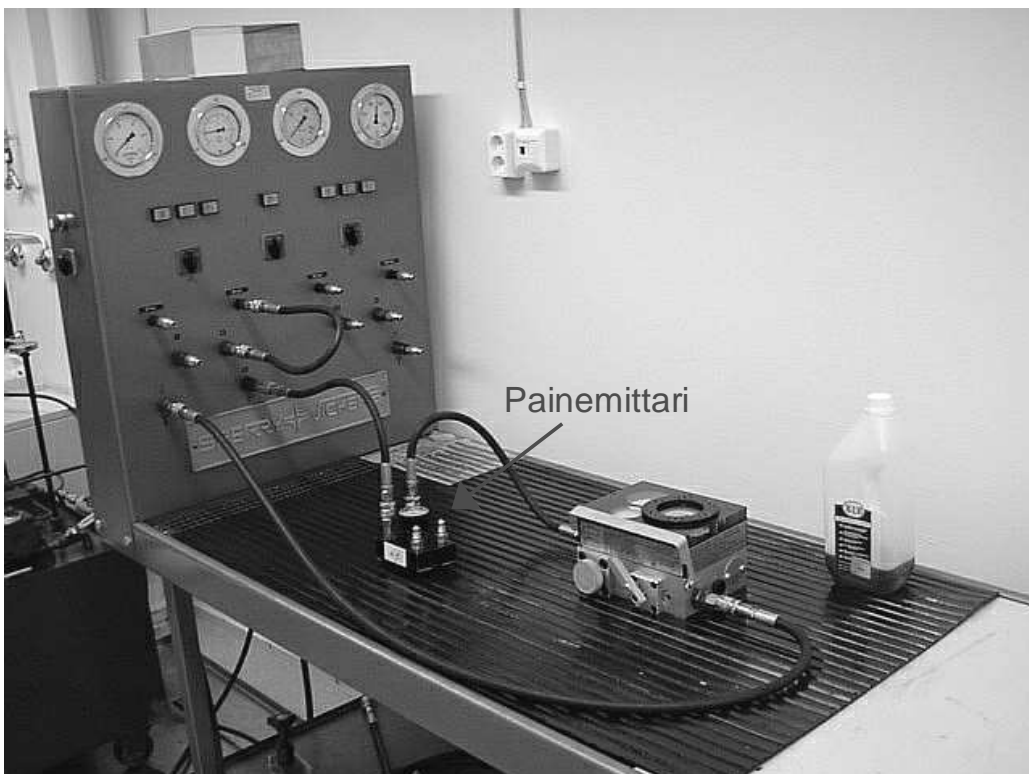
Säiliö:

Rexroth Zeta tyyppi: APTA – 0102 kaavio: HS31 – A 362-4-0

Varustettu lämmitysvastuksella.



Kuvio 7 Tutkimuksessa käytetty laitteisto, joka sisältää hydraulisiipipumpun, käyttömoottorin ja säiliön



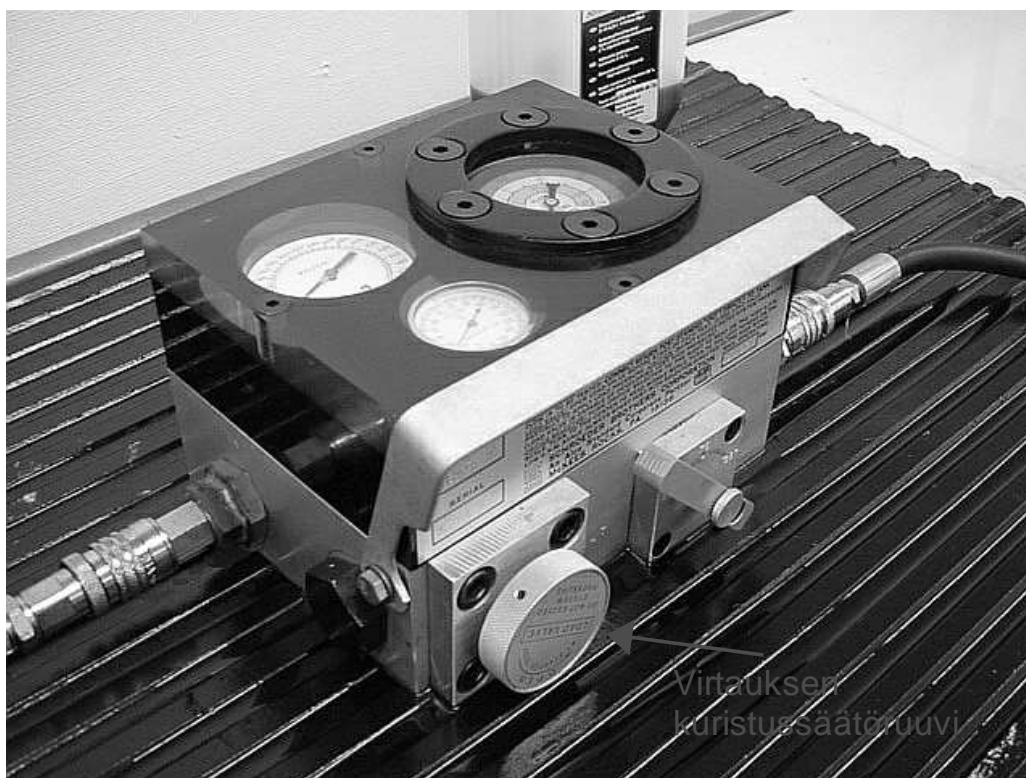
Kuvio 8 Sperry-Vickers testauspenkki. Hydraulipumpun tuottama paine johdettiin testauspenkkiin, josta on ulostulo sekä takaisinvirtaus liitännät

Tilavuusvirran säätöyksikkö:

SCHROEDER BROTHERS CORPORATION An Alco Standard Corporate Partner

McKEES ROCKS, PA. 15136

Malli: PHS.60.6M Sarja: 5847



Kuvio 9 Tilavuusvirran säätöyksikkö, jossa lämpö-, paine- ja tilavuusvirtamittari

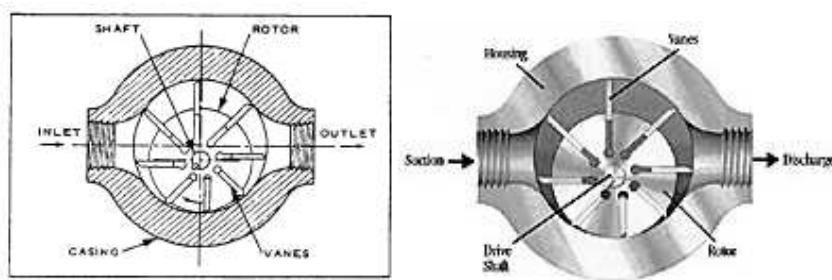
Putket:

UNIROYAL MANULI SAE 100 R1T ¼"

5.2 Siipipumppu

Yksikammioinen siipipumppu on säätötilavuuspumppu, jossa kiinteän roottorin ja kammion välistä tilavuutta säädetään pumppukammion asemaa muuttamalla. Pumppukammion muodostaa siirrettävä pumppurengas, jota voidaan siirtää pumpun rungon sisällä. (2, s.126.)

Pumpun siipien rakenteella on suuri merkitys pumpun hyötysuhteeseen ja kestävyYTEEN. Siipien on tiivistettävä kammio sekä radiaali- että aksiaalisuunnassa. Aksiaalisina tiivisteinä käytetään hydraulisesti tasapainotettuja sivulevyjä, joita pumpussa syntyvä paine painaa siipiä vasten. Riittävä tiivistys siiven ja pesän väliin aikaan saadaan pienipaineisissa pumpuissa pelkän keskipakovoiman avulla. Tämä edellyttää riittävän suurta pyörimisnopeutta sopivan keskipakovoiman aikaan saamiseksi. Suuripaineisissa pumpuissa käytetään jousia tai siiven alapintaan vaikuttavaa öljyn painetta lisävoiman aikaan saamiseksi. Jos siipeä nostava voima on liian suuri, kuluvat siipi ja pesä liian nopeasti. Pumpuissa on ongelmana suuresti vaihteleva imu- ja painevaihe, jolloin siiven paine pesää vasten vaihtelee melkoisesti. (2, s.126.)



Kuvio 10 Yksikammioinen siipipumppu

Rakenteellisesti tärkeä yksityiskohta on siipien ja niiden tiivistyksen järjestely. Pesä ja siivet tehdään karkaistusta teräksestä. Jotta sivuilta ei pääsisi niin paljon vuotoja, korkeapaineisissa siipipumpuissa käytetään hydraulisesti tasapainotettuja asettuvia sivulevyjä. (1, s.54.)

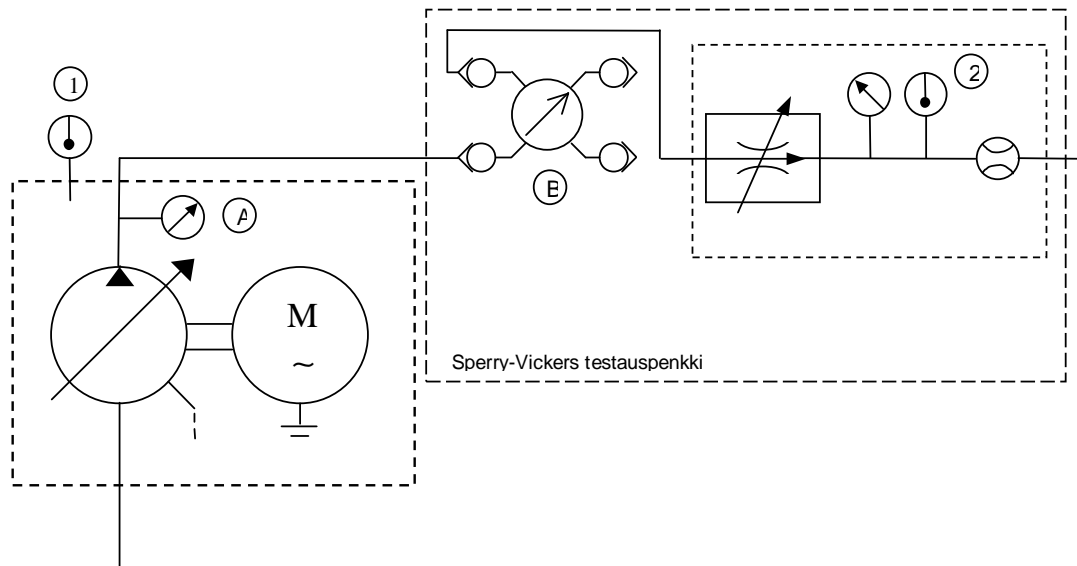
5.3 Avoinjärjestelmä

Avoimessa hydraulijärjestelmässä pumppu pumppaa nesteen säiliöstä, jonka jälkeen se palaa takaisin säiliöön. Järjestelmässä käytetään syrjäytys periaatteella toimivaa pumppua, jolloin järjestelmän paine riippuu väliaineen virtauksen vastuksesta. Jos pumppu pumppaa nesteen suoraan säiliöön, ei järjestelmään muodostu painetta vaan paine muodostuu virtauksen vastustamisesta. (1, s.3.)

Avoimessa järjestelmässä öljysäiliön tilavuus on paljon järjestelmän toimilaitteiden tilavuus virtaa suurempi. Säiliö ja putkisto toimivat järjestelmän jäähdyttiminä. (2, s.256.)

5.4 Testaus menetelmä.

X-1R-lisäaineen testaus menetelmäksi rakennettiin hydraulijärjestelmä, jossa rasiitettiin järjestelmän hydraulisiipipumppua kuristamalla nestevirtaa tilavuusvirran säätöyksiköllä (ks. kuvio 9 s. 18). Mittaukset suoritettiin kolmella eri painealueella, jotka olivat 40, 50 ja 60 bar. Järjestelmän lämpötilat havainnoitiin 3:sta eri kohdasta, säiliöstä, tilavuusvirran säätöyksiköstä sekä suoraan hydraulipumpun pinnasta lämpötila-anturilla. Mittaukset havainnoitiin tietyin aika välein. Ensimmäinen mittaus suoritettiin heti järjestelmän käynnistyttyä, jolloin $t = 0$, tämän jälkeen 20, 40, 60, 90, 120 minuutin välein. Samoilla aika väleillä mitattiin äänitaso tarkkuusäänitasomittarilla.



Kuvio 11 Tutkimuksessa käytetyn hydraulijärjestelmän kaaviokuva

Käytännössä järjestelmää saatiin ajettua aina 1 painealue kerrallaan, jolloin järjestelmän annettiin jäähtyä ainakin vuorokauden ennen seuraavaa ajoa. X-1R-lisäainetta lisättiin sen jälkeen, kun kaikilla 3:lla painealueella mittaukset oli

suoritettu. Tämän jälkeen ajettiin uudelleen samoilla painealueilla havainto mittauksineen.

Säiliön sisällä olevaa nestemäärää ei tiedetty, joten se laskettiin.

Säiliön levyn paksuus on 5 mm ja säiliön mitat ovat (1 * s): 600 mm * 460 mm

Nesteen mitat (1 * s): $(600 - (2 * 5)) \text{ mm} * (460 - (2 * 5)) \text{ mm} = 265500 \text{ mm}^2$

Nesteen pinnan korkeus: 205 mm

Nesteen määrä säiliössä: $265500 \text{ mm}^2 * 205 \text{ mm} = 54427500 \text{ mm}^3 \approx 54,4 \text{ dm}^3$

Öljyn X-1R-lisäaineen sekoitussuhde hydraulikassa on 3 %.

Hydraulinesteeseen lisättiin X-1R-lisäainetta:

$$54,4 \text{ dm}^3 * 0,03 = 1,63 \text{ dm}^3$$

5.4.1 Käytetyt mittavälineet (ks. kuvio 11, s. 20)

Lämpömittarit:

(1) Hydraulinestesäiliö: Valmet (analoginen)

(2) Tilavuusvirran säätöyksikkö: Tel – Tru (analoginen)

Digitaalimittari: Metrix TH 3060

Painemittarit:

(A) Hydraulipumppu: Wika (analoginen)

(B) Järjestelmä: Rexroth (analoginen)

Desibelimittari:

Integroiva tarkkuusäänitasomittari.

tyyppi: 7178 (digitaalinen ja analoginen näyttö)

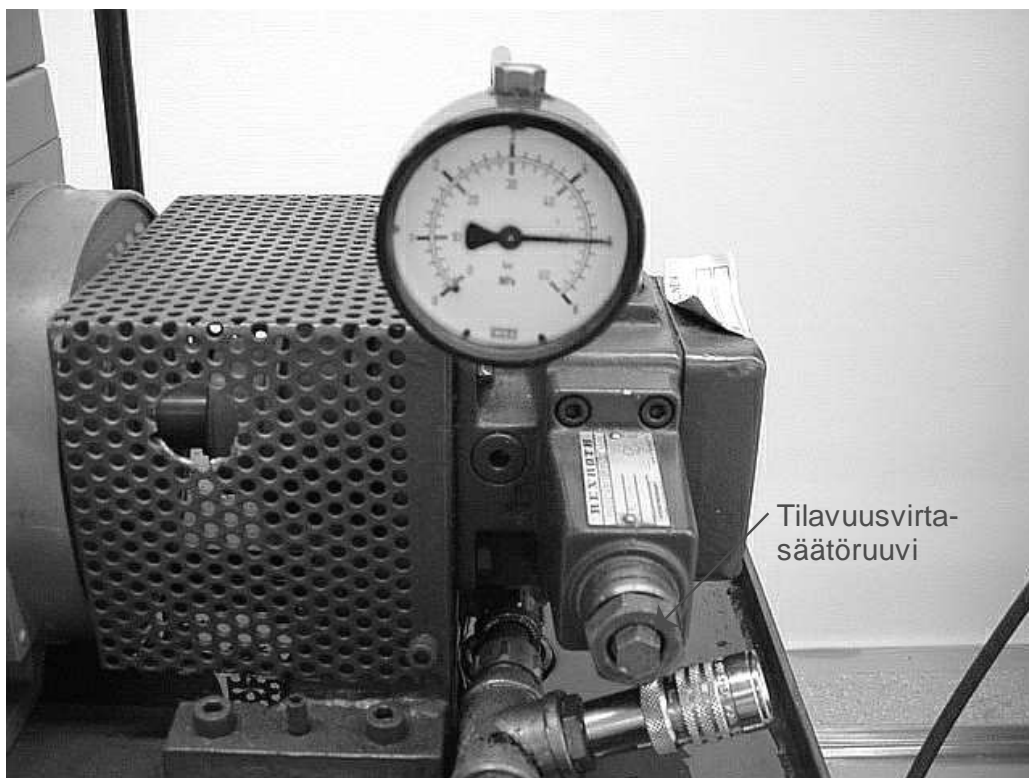
Tarkkuusluokka: Suosituksen SFS 2881 ja IEC 179 A mukainen

5.4.2 Paineen säätö

Taulukko 1 Hydraulijärjestelmään säädetyt käyttöpaineet

Käyttöpaine (bar)	40	50	60	painemittari A
Järjestelmäpaine (bar)	37	44	50	painemittari B

Järjestelmän käyttöpaine säädettiin hydraulisiipipumpun tilavuusvirtasäätöruuvista (ks. kuvio 12, s. 22). Järjestelmää aloitettiin ajamaan 50 bar:n käyttöpaineella, joka säädettiin hydraulipumpun painemittariin (ks. kuvio 11, mit. A). Tämän jälkeen nesteen virtausta kuristettiin (ks. kuvio 9, s. 18) säätöruuvista siten, että järjestelmän painemittari (ks. kuvio 11, mit. B) näytti 44 bar.



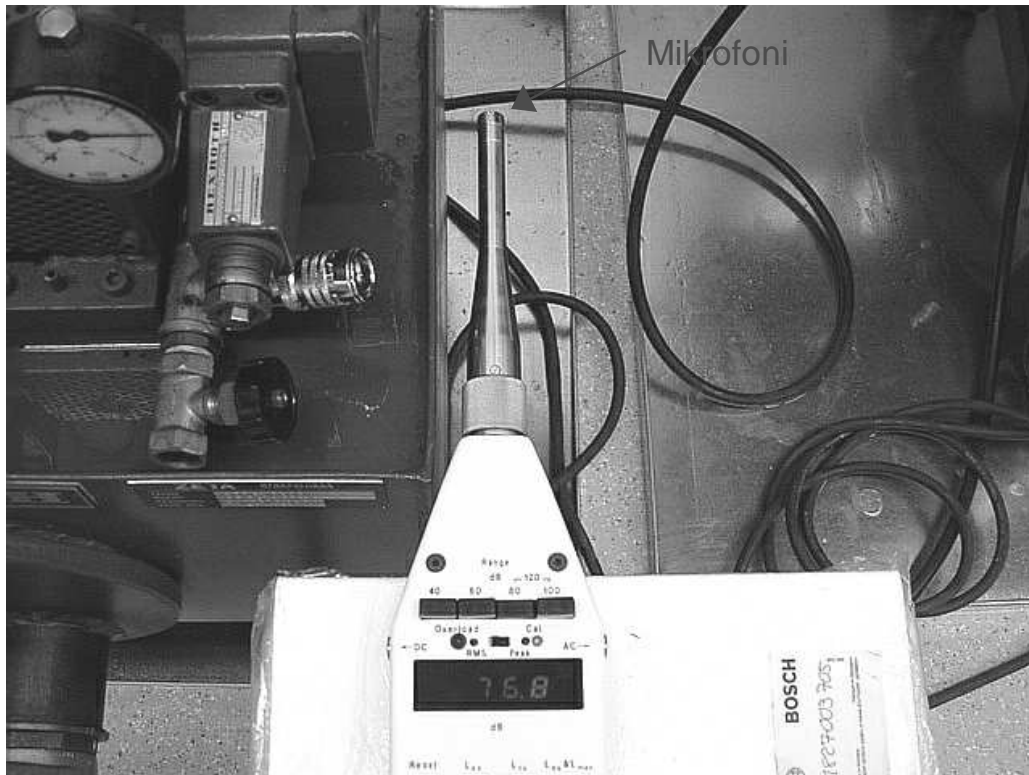
Kuvio 12 Pumppuun säädetty 50 bar:n käyttöpaine tilavuusvirtasäätöruuvista



Kuvio 13 Järjestelmään ”kuristettu” 40 bar:n paine tilavuusvirran säätöyksiköstä

5.4.3 Äänitason mittaus

Hydraulipumpun äänitaso mitattiin integroivalla tarkkuusäänitasomittarilla. Mittari sijoitettiin n. 7 cm päähän siipipumpun kyljestä. Mittaus suoritettiin lähietäisyydeltä sen vuoksi, että järjestelmän sähkömoottori tai muu yleinen taustamelu ei olisi vaikuttanut pumpun äänitason mittatuloksiin virheellisesti. Mittausarvot luettiin digitaalinäytöstä, ja näin saatiin tarkemmat mittaustulokset 0,1 dB:n tarkkuudella. Mittaus suoritettiin L_{1S} ekvivalenttitasoa käyttäen, jolloin se toimii ”tavallisena” äänitasomittarina.



Kuvio 14 Äänitason mittaus tarkkuusäänitasomittarilla läheltä siipipumppua

5.4.4 Lämpötilojen mittaus

Lämpötilan mittaukset suoritettiin 3:sta eri kohdasta järjestelmässä. 2:lla analogisella lämpötilamittarilla havainnoitiin säiliössä sekä järjestelmässä (tilavuusvirran säätöyksikkö) syntyneitä lämpötiloja (ks. kuvio 11, mittarit 1 ja 2, s. 20). Lämpötila hydraulipumpun pinnasta mitattiin digitaalisella lämpömittarilla.



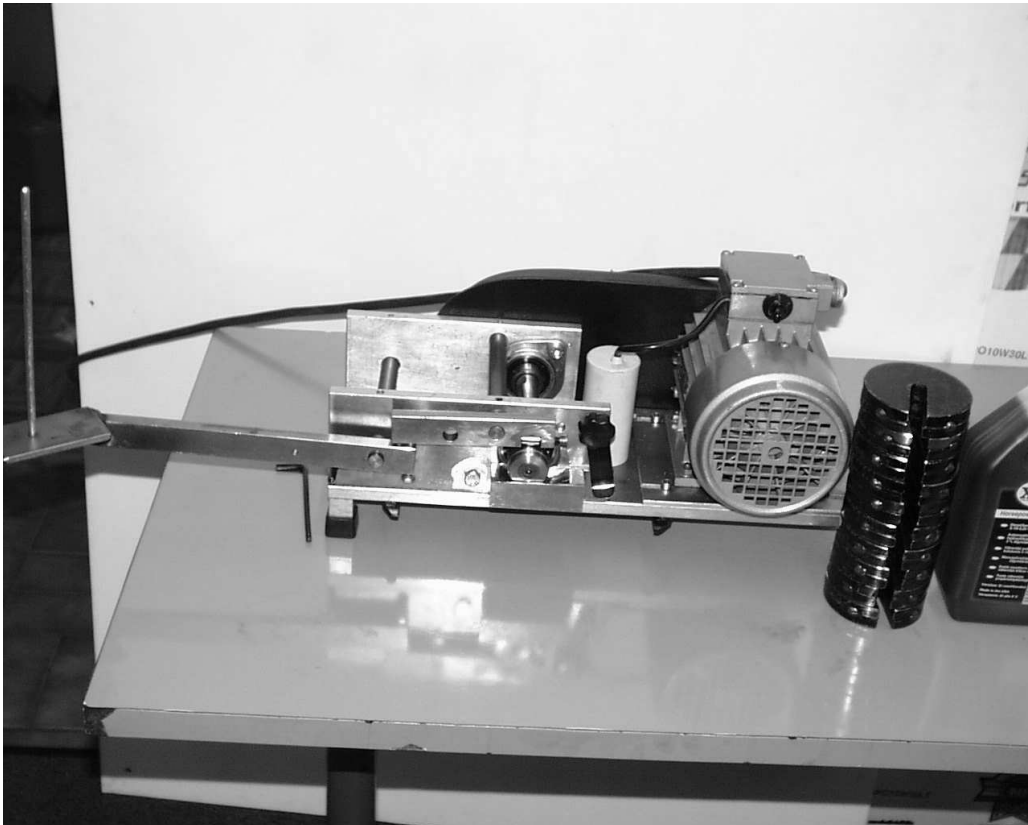
Kuvio 15 Lämpötilan mittaus digitaalimittarilla siipipumpun kotelosta

6 X-1R-LISÄAINEEN TESTAUS KULUMISKOKEELLA.

Toisessa tutkimuksessa testattiin öljyn X-1R-lisäainetta laakerimetallin kulumiskokeella sille tarkoitetussa esittelylaitteistossa.

6.1 Testauslaitteisto

Tämä laitteisto kuuluu Oy U.S. Marine Diesel Imp. Ltd:n omistukseen ja tällä saatiin havainnollistettua X-1R-lisäaineen vaikutus laakerimetallin kulumiseen testattavassa öljyssä.



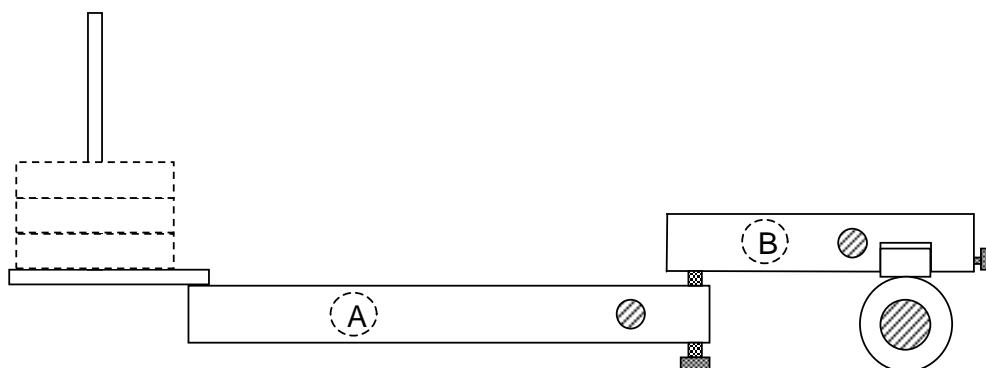
Kuvio 16 Testauslaitteisto kokonaisuudessaan

Oikealla näkyvät mustat levypainot, joilla voidaan lisätä kuormitusta rullalaakeriin vipumekanismin avulla.

Testauslaitteistossa sähkömoottori pyörittää laakeripesän ulkokehää hihnan välityksellä. Vipumekanismilla aikaan saatiin kuormitusvoima, jolla painettiin

rullalaakerin rullaa laakerinpesän ulkokehää vasten. Rullalaakeriin kului jälki, jota tässä työssä tutkittiin.

6.2 Vipumekanismista muodostuvat voimat.



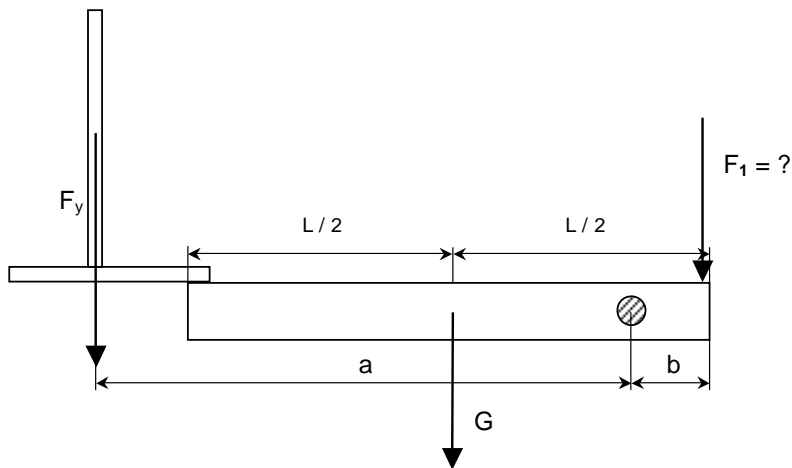
Kuvio 17 Rullalaakerin kuormituslaitteistossa oleva vipumekanismi

Taulukko 2 Kuormituslaitteiston erikomponenttien massat ja palkeista syntyvät G-voimat

OSA	massa (g)	G (N)
Palkki A	538	5,28
Palkki B	240	2,35
Levyaino (1 kpl.)	560	= F_y
Levyainon alusta	142	
Painotanko	3	

Taulukko 3 Palkkien pituudet ja voiman vaikutusetäisyydet

OSA	Pituus (mm)
Palkki A	260
Palkki B	115
a	265
b	26
c	69
d	29

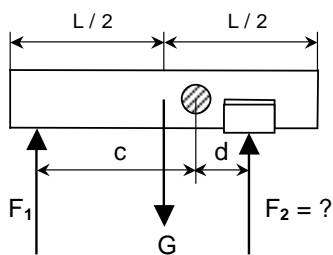


Kuvio 18 Vaikuttavat voimat palkissa A

$$(1) \quad F_y \cdot a + G \cdot \left(\frac{L}{2} - b\right) = F_1 \cdot b \Rightarrow F_1 = \frac{\left(G \cdot \left(\frac{L}{2} - b\right) + a \cdot F_y\right)}{b}$$

Kaavalla 1 saadaan ratkaistua voima F_1 . Lasketaan esimerkki voimasta F_1 , 3 levypainon kanssa.

$$\frac{\left(5,28 \text{ N} \cdot \left(\frac{0,260 \text{ m}}{2} - 0,026 \text{ m}\right) + 0,260 \text{ m} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot (0,142 + 0,003 + 3(0,560)) \text{ kg}\right)}{0,026 \text{ m}} = 200,1 \text{ N}$$



Kuvio 19 Vaikuttavat voimat palkissa B. Voima F_2 kohdistuu rullalaakerista suoraan pyörivään laakerin ulkokehään

$$(2) \quad F_1 \cdot c - G \cdot \left(\frac{L}{2} - d\right) = F_2 \cdot d \Rightarrow F_2 = \frac{\left(F_1 \cdot c - G \cdot \left(\frac{L}{2} - d\right)\right)}{d}$$

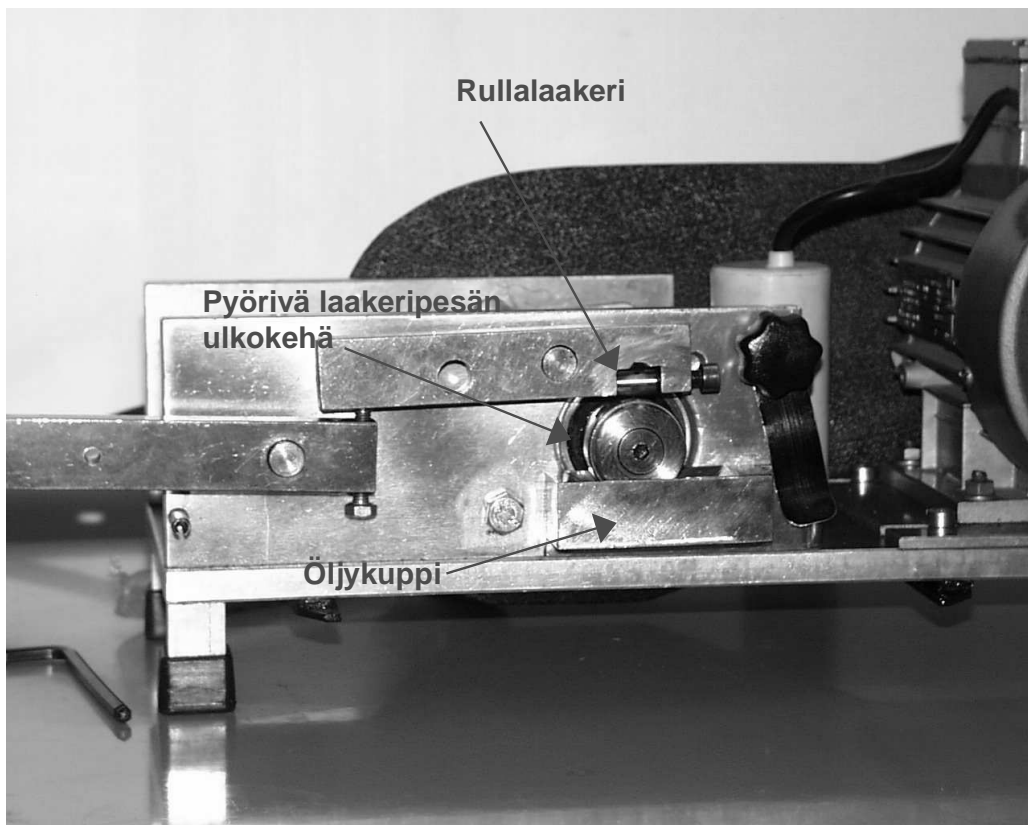
Kaavalla 2 saadaan ratkaistua voima F_2 .

Lasketaan esimerkki voimasta F_2 , 3 levypainon kanssa. Voima F_1 saatiin jo edellä.

$$\frac{\left(200,1\text{N} \cdot 0,069\text{m} - 2,35\text{N} \cdot \left(\frac{0,115\text{m}}{2} - 0,029\text{m} \right) \right)}{0,029\text{m}} = 473,8\text{N}$$

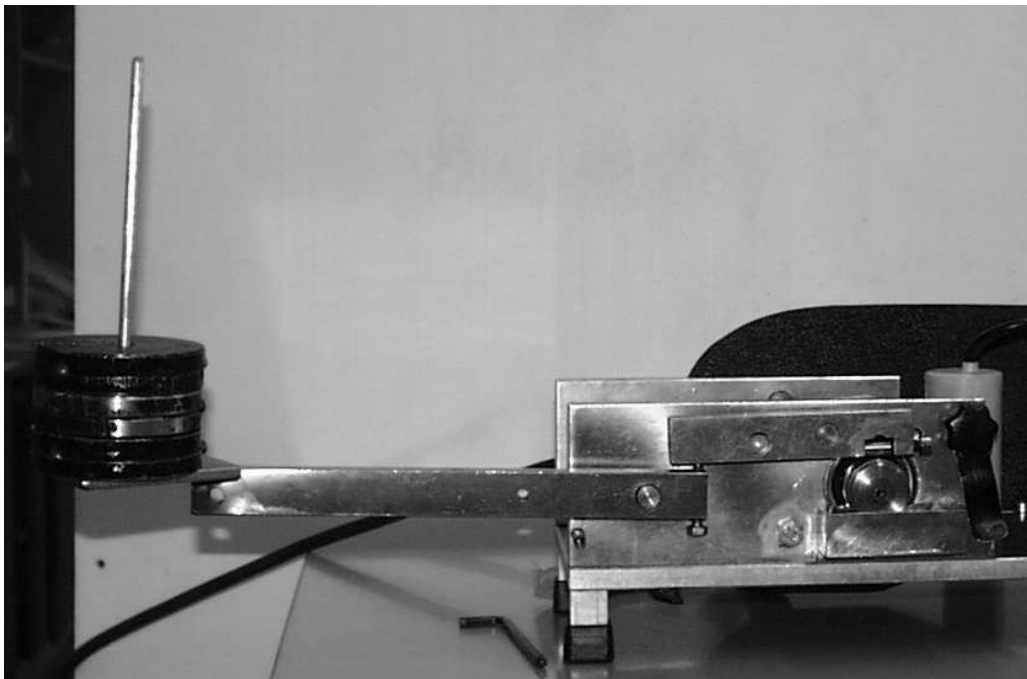
6.3 Testaus menetelmä

Työ aloitettiin putsaamalla pyörivä laakeripesän ulkopinta hiomapaperilla. Tämän jälkeen lisättiin öljykuppiin Nesteen 32 hydraulioöljyä sen verran, että pyörivä laakeripinta sai riittävän voitelun. Vipumekanismiin kiinnitettiin uusi rullalaakerin rulla.



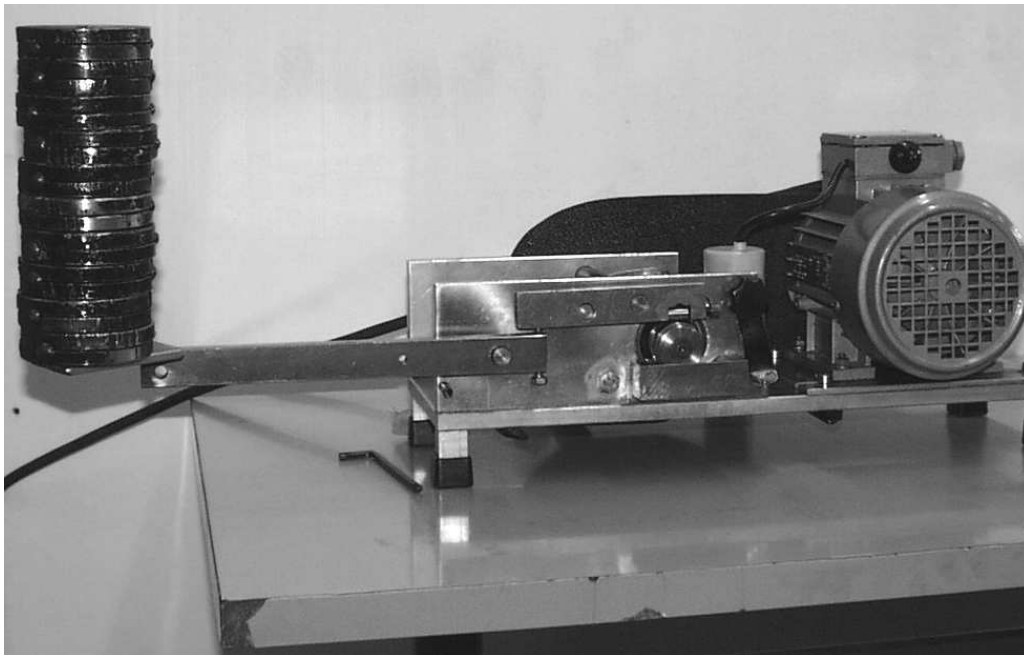
Kuvio 20 Testauslaitteiston vipumekanismi ja komponentit

Ensimmäinen kuormitus tehtiin ilman lisäpainoja, vain vipumekanismin omalla painolla. Tämän jälkeen pyöräytettiin rullalaakeria aksiaalisuunnassa, jotta saatiin uusi kulutuspinta. Kuormitusta lisättiin 1 painon verran, minkä jälkeen testi toistettiin. Näin jatkettiin lisäämällä kuormitusta 1 vastapainolla, ja aina kuormitusta lisättäessä pyöräytettiin uuteen rullalaakerin kulutuspintaan. Vastapainoja lisättiin 3, jolloin laakeri leikkasi kiinni, eikä sähkömoottori kyennyt pyörittämään laakerinpesää.



Kuvio 21 Rullalaakerin kuormitus 3 vastapainon kanssa

Sähkömoottorilla pyöritettävä laakeripinta putsattiin hiomapaperilla, jonka jälkeen hydraulioöljyn joukkoon lisättiin X-1R öljyn lisäainetta. Myös rullalaakeri vaihdettiin uuteen. Kuormitus aloitettiin alusta ja jatkettiin samalla tavalla kuin edellä oli toimittu. Vastapainoja lisättiin aina 10 kpl:seen saakka, eikä pyörivä laakeri leikkautunut kiinni.



Kuvio 22 Rullalaakerin kuormitus 10 vastapainon kanssa X-1R-lisäaineella

6.4 Rullalaakerin mittaus ja kovuus.

Rullalaakeripaloihin (2 kpl.) muodostuneet kulumisjäljet ja kovuus mitattiin Turun ammattikorkeakoulun metallilaboratoriossa. Kulumisjäljet mitattiin mittamikroskoopilla, jonka tarkkuus on 0,005 mm. Kulumisjälkiä verrattiin toisiinsa lisäpainokuormituksen mukaan, ilman X-1R sekä tämän öljyn lisäaineen kanssa. Rullalaakerien kovuus määritettiin Rockwell C-kovuuskokeessa. Rullalaakerin halkaisija ja pituus mitattiin työntömitalla.

Käytetyt mittavälineet:

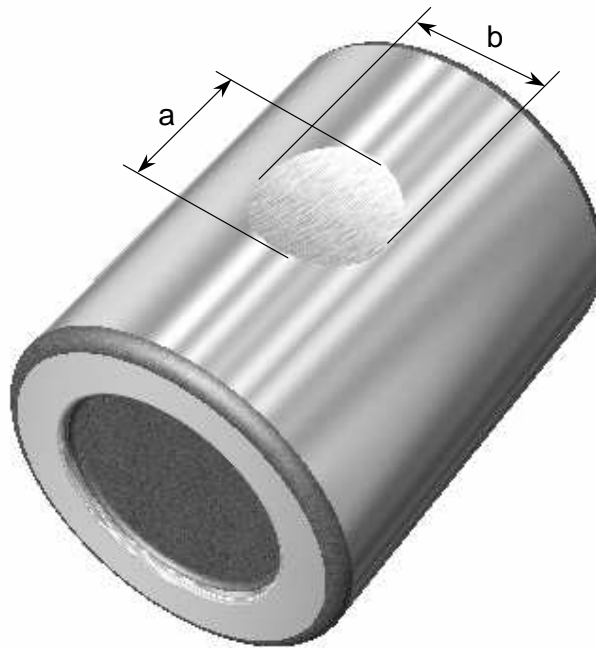
Kovuusmittari:

ERNST, 1992, Valmistusmaa: Sveitsi

Mittamikroskooppi:

FOCT 8074-71, Valmistusmaa: Venäjä

Tarkkuus: 0,005 mm



Kuvio 23 Kulumisjälkien mittaus kohdat rullalaakerista

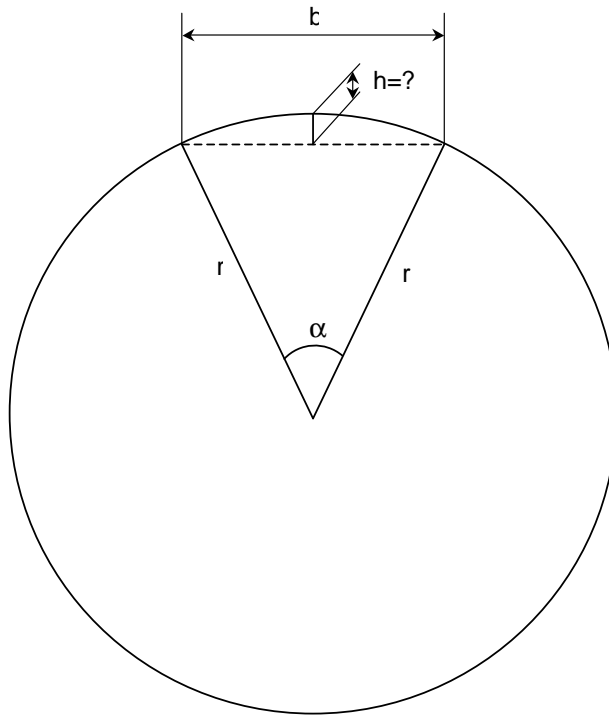
Rullalaakerin halkaisija: 10,5 mm pituus: 14,5 mm

Rullalaakerimetallin kovuus:

Rocwell C –kovuuskokeessa molempien rullalaakerien pinnan kovuudeksi saatiin 62 HRC.

6.5 Kulumakorkeuden määrittäminen.

Laakerimetalliin muodostunut kulumisjäljen syvyys ratkaistiin matemaattisesti likiarvoisesti. Mitta b on jo määritelty edellä (ks. kuvio 23).



Kuvio 24 Rullalaakerin kulumakohdan määrittämisen geometrinen halkileikkaus

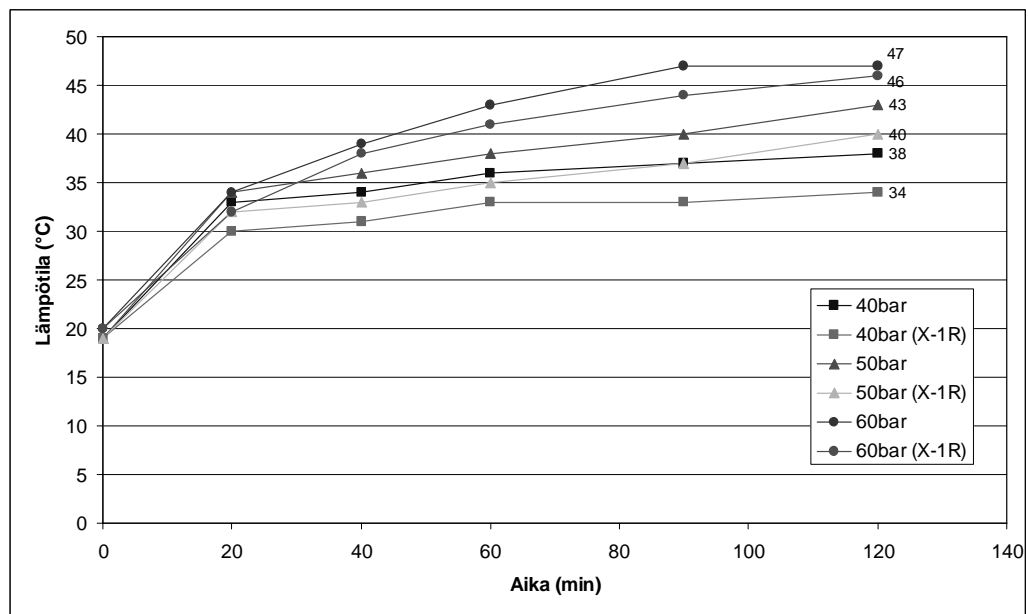
$$(3) \sin^{-1} \alpha = \left(\frac{\frac{b}{2}}{r} \right) \cdot 2 \quad (4) h = r \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right)$$

Kaavalla 3 saadaan ratkaistua kulma α , jota tarvitaan korkeuden h määrittämiseen kaavalla 4.

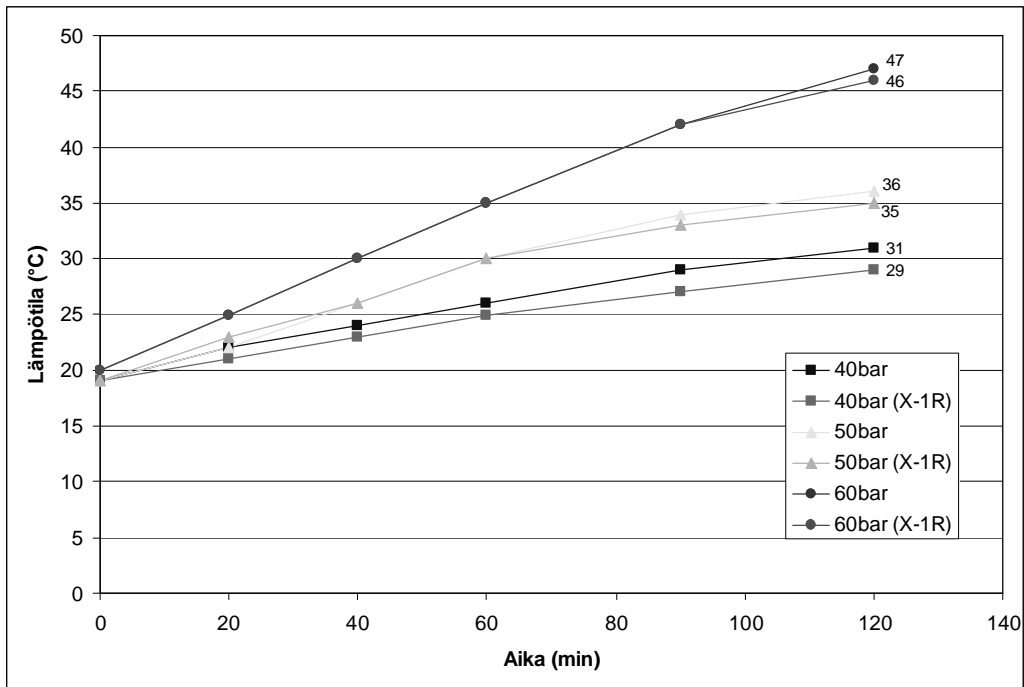
7 TULOKSET

7.1 Hydraulijärjestelmän lämpötilat ja äänitasot.

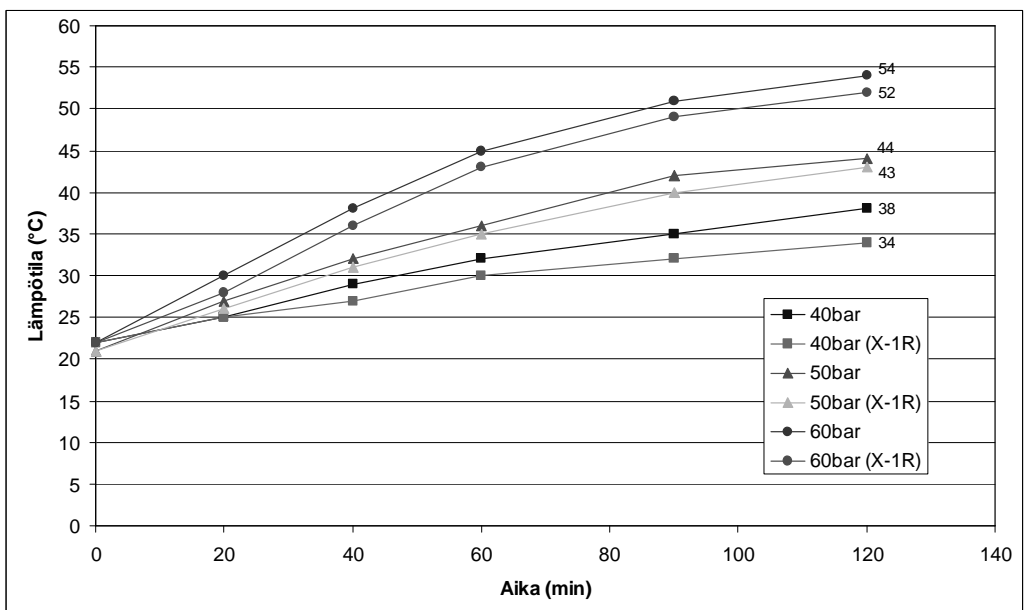
Näissä tuloksissa esitetyt painetasot ovat hydraulijärjestelmän käyttöpaineita. (ks. taulukko 1, s. 21). Liitteeseen on taulukoitu lämpötila -ja melu mittaustulokset kaikilla painealueilla.



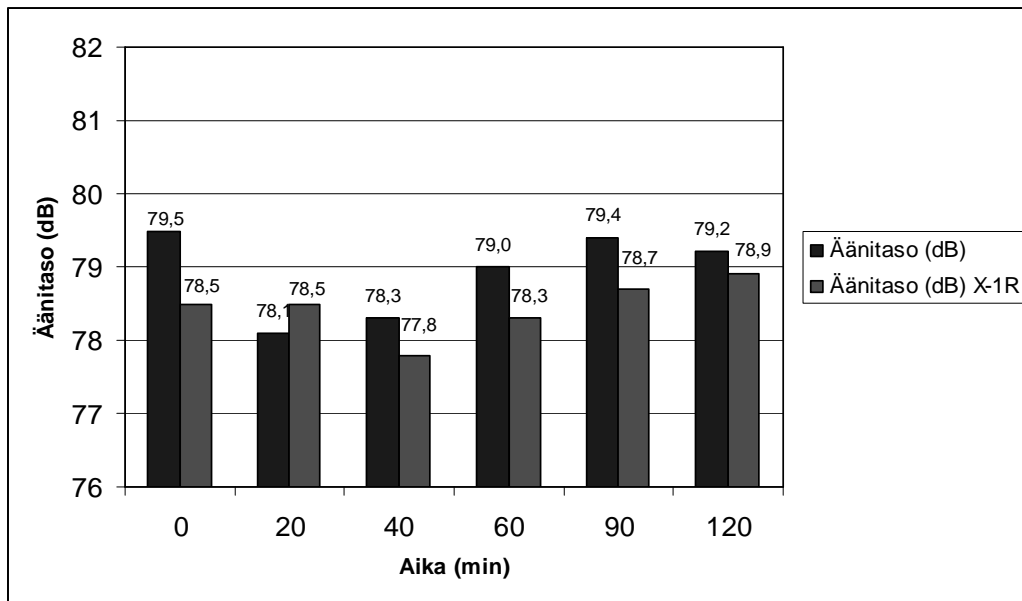
Kuvio 25 Hydraulipumpun lämpötila ajan funktiona



Kuvio 26 Säiliön lämpötila ajan funktiona



Kuvio 27 Järjestelmän lämpötila ajan funktiona

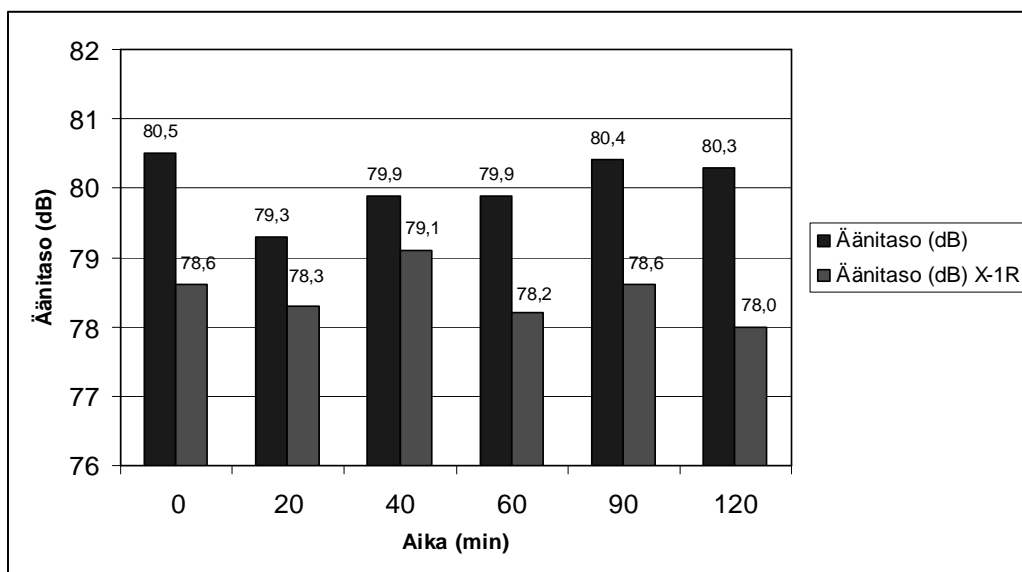


Kuvio 28 Hydraulipumpun äänitaso 40 bar:n paineessa

$$\left(\frac{79,5 + 78,1 + 78,3 + 79,0 + 79,4 + 79,2}{6} \right) - \left(\frac{78,5 + 78,5 + 77,8 + 78,3 + 78,7 + 78,9}{6} \right) = 0,46$$

Keskimääräinen äänitason alenema 40 bar:n käyttöpainneessa X-1R-lisäaineen kanssa:

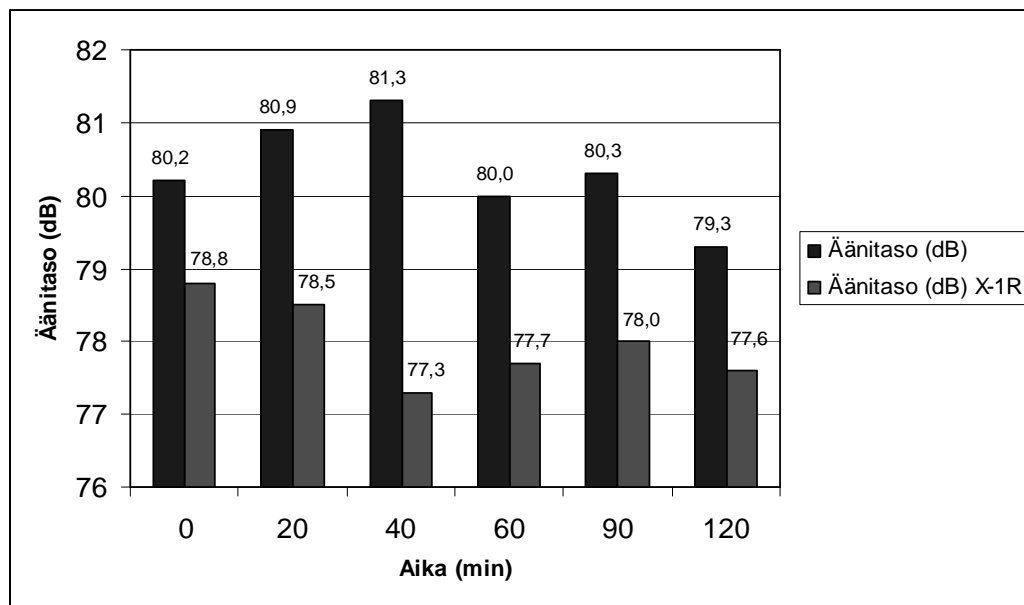
≈ 0,5 dB



Kuvio 29 Hydraulipumpun äänitaso 50 bar:n paineessa

$$\left(\frac{80,5 + 79,3 + 79,9 + 79,9 + 80,4 + 80,3}{6} \right) - \left(\frac{78,6 + 78,3 + 79,1 + 78,2 + 78,6 + 78,0}{6} \right) = 1,58$$

Keskimääräinen äänitason alenema 50 bar:n käyttöpaineessa X-1R-lisäaineen kanssa:
 $\approx 1,6$ dB



Kuvio 30 Hydraulipumpun äänitaso 60 bar:n paineessa

$$\left(\frac{80,2 + 80,9 + 81,3 + 80,0 + 80,3 + 79,3}{6} \right) - \left(\frac{78,8 + 78,5 + 77,3 + 77,7 + 78,0 + 77,6}{6} \right) = 2,35$$

Keskimääräinen äänitason alenema 60 bar:n käyttöpaineessa X-1R-lisäaineen kanssa:
 $\approx 2,4$ dB

7.2 Rullalaakeriin vaikuttavat voimat ja kuluminen.

Taulukko 4 Vipumekanismissa vaikuttavat voimat. Voima F_2 kohdistuu suoraan rullalaakeriin

Levyainojen määrä	Voima (N)	
	F1	F2
0	35	82
1	90	212
2	145	343
3	200	474
4	255	605
5	310	735
6	365	866
7	420	997
8	475	1127
9	530	1258
10	585	1389

Taulukko 5 Mittamikroskoopilla mitatut a- ja b mitta rullalaakerista sekä laskennallinen korkeus h

Levyaino (kpl.)	Neste 32 + X-1R		korkeus h (mm)	Neste 32		korkeus h (mm)
	a-mitta (mm)	b-mitta (mm)		a-mitta (mm)	b-mitta (mm)	
0	1,110	0,600	0,009	1,550	0,550	0,007
1	1,350	0,725	0,013	3,910	2,020	0,102
2	1,430	0,730	0,013	4,390	2,335	0,139
3	1,525	0,745	0,013	4,820	2,605	0,176
4	1,535	0,820	0,016	Ei pystytty suorittamaan		
5	1,565	0,755	0,014	-	-	-
6	1,660	0,850	0,017	-	-	-
7	1,735	0,915	0,020	-	-	-
8	1,805	0,910	0,020	-	-	-
*) 9	2,085	1,060	0,027	-	-	-
10	1,870	0,935	0,021	-	-	-

*) Kulumisjälki levyainon 9 kohdalla on suurempi kuin painolla 10, koska rullalaakeri pääsi pyörittämään kuormittaessa ja kulumisjälki suureni pituus sekä leveys suunnassa. Näin ollen laskennallinen syvyys tuli suuremmaksi, mitä se todellisuudessa on.

8 Tulosten tarkastelu

Tutkimus osoitti, kuinka öljyn X-1R-lisäaine vaikutti hydraulijärjestelmässä ja rullalaakerin kuormitustestissä. Tutkimuksessa onnistuttiin pääsemään samoihin tuloksiin kuin tuotteen valmistaja, maahantuoja sekä saadut käyttökokemukset siitä lupaavat.

Tutkimuksissa havainnoitiin hydraulijärjestelmän lämpötiloja sekä hydraulipumpusta syntyntä melua. Lämpötilojen mittaus suoritettiin 3:sta eri kohdasta eikä tämän tutkimuksen suorittaminen ollut vaativaa. Tämä antoi tuloksiin varmaa tietoa vertailunäkökohtana.

Hydraulijärjestelmän lämpötilat laskivat jokaisessa tutkivassa komponentissa, vaikka loppulämpötiloissa ei suuria eroja ollutkaan. Kuitenkin käyttölämpötilat olivat suhteellisen alhaiset, joten sitä kautta tarkasteltaessa asiaa vaikutus on huomattava. Ennen kaikkea hydraulipumpussa syntyneissä lämpötiloissa oli huomattavia eroavaisuuksia käyttäessä X-1R-lisäainetta. Tämä viittaa kitkan vähentymiseen hydraulipumpussa, jolla on suora vaikutus syntyneeseen lämpöön. Jos tutkimus suoritettaisiin uudestaan, niin käyttöaikaa voisi pidentää n. 60 minuuttia, jolloin pumpu olisi saavuttanut täysin toimintalämpötilansa.

X-1R-lisäaineen vaikutus syntyneeseen meluun oli huomattava. Suurin äänentason alenema saatiin hydraulipumpun 60 bar käyttöpaineella, joka oli 2,4 dB. Tulos on sinänsä merkittävä, koska tehollähteen kasvaessa kaksinkertaiseksi äänitaso nousee 3 dB. Verrattaessa 40 ja 60 bar:n saatuja arvoja, niin X-1R lisäainetta käytettäessä 60 bar:n käytöstä saadut tulokset ovat joillakin ajankohdilla jopa pienempiä. Tämä voi johtua äänen taajuuden muuttumisesta, jolloin äänitasomittari reagoi eri tavalla hydraulipumpun tuottamaan meluun.

Toisena erillisenä tutkimuksena havainnoitiin laakerimetallin kulumista sille rakennetussa laitteistossa. Rullalaakerin kuormituslaitteistolla saatiin simuloitua laakerimetallin kulumista näyttävästi. Tämä tutkimus havainnollisti selkeästi, kuinka X-1R-lisäaine vähensi kitkaa laakerimetallien kulutuspinnojen välillä. Testauslaitteisto

on pieni kokoinen, helppo käyttää, ja siksi se on oivallinen esittelylaite näyttämään X-1R-lisäaineen vaikutuksesta testattavassa öljyssä.

Tutkimuksesta saadut tulokset ovat realistisia ja osuvat niihin raja-arvoihin, jotka valmistaja siitä lupaa. Tästä työstä saadut tulokset ovat täysin julkaisukelpoisia ja nämä tullaan esittämään internetissä X-1R:n Suomen maahantuojaan kotisivuilla.

Öljyn X-1R-lisäainetta on tutkittu monissa erilaisissa kulutustesteissä ja eriolosuhteissa. Tulokset ovat aina olleet positiivisia kyseistä lisäainetta kohtaan. Jatkotutkimuksena voitaisiinkin tutkia, kuinka X-1R-lisäaine vaikuttaa taloudellisesti esim. polttomoottorissa polttoainekustannuksissa. Tutkimus pitäisi suorittaa pitkällä aikavälillä, jolloin päästäisiin todelliseen taloudellisiin kustannusarvioihin. Lisäksi voitaisiin tutkia, vaikuttaako tämä lisäaine öljyn joukkoon syntyneisiin partikkeleiden määrään.

LÄHTEET

1 Fonselius, M. Rinkinen, J. & Vilenius, M. 1995, Koneautomaatio hydrauliiikka II. Opetushallitus. Helsinki

2 Keinänen, T. Kärkkäinen, P. & Söderström, W. 2000, Hydrauliiikka ja pneumatiikka, 2. painos. WS Bookwell Oy. Porvoo

3 Kauranne, H. Kajaste, J. Vilenius, M. & Söderström, W. 1996, Hydraulitekniiikan perusteet, 1. painos. WSOY. Porvoo

4 Keskinen, R. 1983, Hydraulinen värähtely ja melu, Tampereen teknillinen korkeakoulu, opintomoniste 94. Tampere

5 Borenius, J. & Pyykkö, I. 1981, Akustiikan perusteet. Insinööritieto Oy.

Internet-lähteet:

6 Oy U.S. Marine Diesel Imp. Ltd. 2000. Öljyn X-1R-lisäaineen maahantuonti. Saatavilla www-muodossa: <URL:<http://www.x1r.fi>> (5.9. 2002)

7 Medifast Oy. Valmistaa hydraulisia koneistoja ja moottorikäyttöisiä laitteita. Saatavilla www-muodossa:
<URL:<http://www.kolumbus.fi/medifast/fin/hydra/tpd.htm>> (27.8. 2002)

Alla esitettyihin taulukoihin on koottu tarkat numeraaliset arvot hydraulipumpun käyttöarvoista sekä ilman, että X-1R-lisäaineen kanssa. Tuloksissa nämä esitetään graafisina taulukoina ilman pumpun –ja järjestelmän painearvoja.

Taulukko 6 Hydraulipumpun käyttöarvot 40 bar paineessa ilman X-1R-lisäainetta

	40 bar					
	t (min)					
	0	20	40	60	90	120
Pumpunpaine (bar)	40	39	39	39	38	38
Järjestelmänpaine (bar)	37	36	36	35	35	35
Tankin lämpötila (°C)	19	22	24	26	29	31
Järjestelmän lämpötila (°C)	22	25	29	32	35	38
Pumpun lämpötila (°C)	19	33	34	36	37	38
Melu (dB)	79,5	78,1	78,3	79,0	79,4	79,2

Taulukko 7 Hydraulipumpun käyttöarvot 50 bar paineessa ilman X-1R-lisäainetta

	50 bar					
	t (min)					
	0	20	40	60	90	120
Pumpunpaine (bar)	50	49	49	49	49	49
Järjestelmänpaine (bar)	44	44	44	44	44	44
Tankin lämpötila (°C)	19	22	26	30	34	36
Järjestelmän lämpötila (°C)	21	27	32	36	42	44
Pumpun lämpötila (°C)	19	34	36	38	40	43
Melu (dB)	80,5	79,3	79,9	79,9	80,4	80,3

Taulukko 8 Hydraulipumpun käyttöarvot 60 bar paineessa ilman X-1R- lisäainetta

	60 bar					
	t (min)					
	0	20	40	60	90	120
Pumpunpaine (bar)	60	59	58	58	57	56
Järjestelmänpaine (bar)	50	50	50	49	49	48
Tankin lämpötila (°C)	20	25	30	35	42	47
Järjestelmän lämpötila (°C)	22	30	38	45	51	54
Pumpun lämpötila (°C)	20	34	39	43	47	47
Melu (dB)	80,2	80,9	81,3	80,0	80,3	79,3

Taulukko 9 Hydraulipumpun käyttöarvot 40 bar paineessa X-1R-lisäaineen kanssa

X-1R	40 bar					
	t (min)					
	0	20	40	60	90	120
Pumpunpaine (bar)	40	38	38	38	38	38
Järjestelmänpaine (bar)	37	36	36	36	36	36
Tankin lämpötila (°C)	19	21	23	25	27	29
Järjestelmän lämpötila (°C)	22	25	27	30	32	34
Pumpun lämpötila (°C)	19	30	31	33	33	34
Melu (dB)	78,5	78,5	77,8	78,3	78,7	78,9

Taulukko 10 Hydraulipumpun käyttöarvot 50 bar paineessa X-1R-lisäaineen kanssa

X-1R	50 bar					
	t (min)					
	0	20	40	60	90	120
Pumpunpaine (bar)	50	49	49	49	49	49
Järjestelmänpaine (bar)	44	44	44	44	44	44
Tankin lämpötila (°C)	19	23	26	30	33	35
Järjestelmän lämpötila (°C)	21	26	31	35	40	43
Pumpun lämpötila (°C)	19	32	33	35	37	40
Melu (dB)	78,6	78,3	79,1	78,2	78,6	78,0

Taulukko 11 Hydraulipumpun käyttöarvot 60 bar paineessa X-1R-lisäaineen kanssa

X-1R	60 bar					
	t (min)					
	0	20	40	60	90	120
Pumpunpaine (bar)	60	59	59	58	57	57
Järjestelmänpaine (bar)	50	50	50	49	48	48
Tankin lämpötila (°C)	20	25	30	35	42	46
Järjestelmän lämpötila (°C)	22	28	36	43	49	52
Pumpun lämpötila (°C)	20	32	38	41	44	46
Melu (dB)	78,8	78,5	77,3	77,7	78,0	77,6