

MASTER

Een inertiële richtingsensor met contraroterende stemvorken

van Schaik, H.T.A.

Award date:
1969

[Link to publication](#)

Disclaimer

This document contains a student thesis (bachelor's or master's), as authored by a student at Eindhoven University of Technology. Student theses are made available in the TU/e repository upon obtaining the required degree. The grade received is not published on the document as presented in the repository. The required complexity or quality of research of student theses may vary by program, and the required minimum study period may vary in duration.

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

959 bse

STUDIEBIBLIOTHEEK
ELECTRONIEK
E - HOOGBOUW

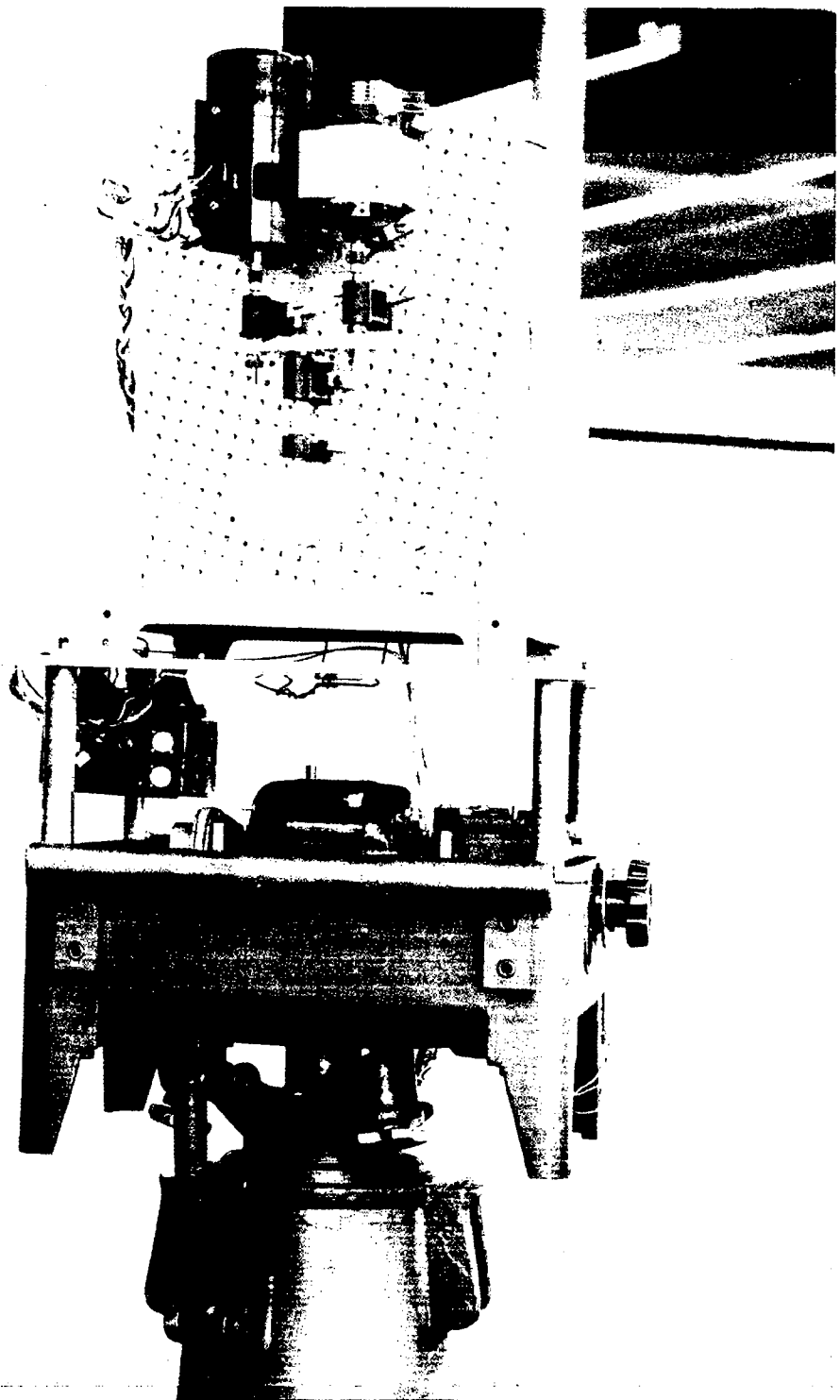
Groep Meten en Regelen

EEN INERTIELE RICHTINGSSENSOR
MET CONTRAROTERENDE STEMVORKEN

door H.T.A. van Schaik

Verslag van het afstudeerwerk uitgevoerd
onder leiding van prof.dr. C.E. Mulders
en dipl.-ing. C. Huber in de periode van
17 jan. 1968 tot 9 jan. 1969.

ERA.



Het systeem van contraroterende stemvorken op een draaibaar plateau.
(Onderste stemvork met sleepringunit verwijderd). Vergelijk fig. 7.2.3.-1. blz. 47.

1. INHOUD.

	bladz.
1. INHOUD.	2
2. SAMENVATTING.	4
3. INLEIDING.	5
1. Opdracht en doel van het afstudeerwerk.	5
2. Algemene beschouwing richtingssensoren.	5
4. THEORIE.	7
1. Fysische principes.	7
1. Relatieve beweging in het algemeen.	7
2. Bewegingsvergelijkingen voor de stemvork.	8
3. Bepaling van de hoeksnelheid uit de frequentie van de vork.	10
2. Theorie t.a.v. rotatiemeting.	12
1. Nomenclatuur.	12
2. Het gebruik van twee contraroterende vorken.	12
3. Lineaire benadering voor het frequentieverschil.	13
4. Lineariteitsgebied.	15
5. Gevoeligheid en de bepaling van het werkpunt.	17
3. Praktische gezichtspunten.	19
1. Keuze van de eigenfrequentie en voorrotatie.	19
2. Uitwijking van de tongen bij rotatie.	20
3. Vorkimpedantie.	22
4. Hoekmeting d.m.v. signaalfasedraaiing.	27
5. OVERWEGINGEN VOOR DE PRAKTISCHE AANPAK.	29
1. Achtergrondaspecten.	29
2. Indeling van de praktische uitvoering.	30
6. KROONVORK.	31
1. Ontwerp en ontwerpeisen.	31
2. Aandrijfsysteem en opstelling.	33
3. De spoelimpedantie.	34
4. De oscillator.	36
5. Rotatie van de vork.	37
6. Conclusies.	37

	bladz.
7. TUNINGFORK OSCILLATOR STABILIZER OS-607.	39
1. Eigenschappen en aandrijving.	39
1. Beschrijving.	39
2. Impedantiemeting.	40
3. Oscillatorontwerp.	43
2. Mechanische gezichtspunten.	44
1. Motoraandrijving.	44
2. Constructie van stemvorkhouder en sleepringen.	45
3. De opstelling met twee stemvorken.	45
4. Voorbuiging van de tongen.	46
5. Mechanische resonantieverschijnselen.	48
3. Resultaten.	48
1. Storingen.	48
2. Versterker, filter en comparator.	49
3. Metingen aan één stemvork.	51
4. Afwijkingen van de theorie.	53
5. Metingen aan twee stemvorken.	54
4. Conclusies.	55
8. "UITLEESMETHODEN".	56
9. SLOT.	57
1. Algemene slotconclusies.	57
2. Suggesties voor verder werk.	57
10. AANHANGSELS.	59
1. Theoretische achtergrond.	59
1. De elektromagnetisch-mechanische omzetter.	59
2. De continu verdeelde tongmassa.	62
2. Ontwerptekeningen.	64
1. Kroonvork.	64
2. Stemvorkhouder voor OS-607.	65
3. Sleepringenunit.	66
4. Constructie met twee kroonvorken.	67
3. Lijst van gebruikte symbolen.	69
4. Literatuur.	71
Foto's: De gehele opstelling.	bladz. 1a.
Stemvorken.	bladz. 28a.

2. SAMENVATTING.

Voor navigatie, koers- en standregeling van vaartuigen heeft men richtingsensoren nodig. De algemeen bekende vormen zijn gebaseerd op het principe van de gyroscoop. Er zijn echter tal van andere mogelijkheden, om richtingsveranderingen t.o.v. de inertiële ruimte te detecteren, o.a. de "stemvork".

Gewoonlijk gebruikt men de koppels, die een trillende stemvork bij rotatie in de steel opwekt, als uitgangssignaal.

In dit afstudeerwerk is een ander principe onderzocht:

Als men een trillende stemvork roteert, daalt de eigenfrequentie. Dit effect is gering en sterk niet-lineair bij lage hoeksnelheden. Door voorrotatie kan men dit effect vergroten, en door toepassing van twee identieke stemvorken met tegengestelde voorrotatie bovendien stabiliseren en lineariseren.

Indien een plateau c.q. vaartuig, waarop de twee stemvorken zich bevinden, zijn richting verandert, treedt een tegengestelde verstemming van de vorken op. Het frequentieverschil is een maat voor de rotatiesnelheid van het plateau, het faseverschil een maat voor de hoekverdraaiing.

3. INLEIDING.

3.1. Opdracht en doel van het afstudeerwerk.

Wanneer men een trillende stemvork roteert, daalt de eigenfrequentie. Dit effect is gering en sterk niet-lineair bij relatief lage hoeksnelheden. Door voorrotatie kan men dit effect vergroten.

Gevraagd wordt om door middel van twee identieke stemvorken met tegengestelde voorrotatie een direct aanwijzende hoeksnelheids- of hoekmeter te maken.

Verder moet worden nagegaan, of door fasedetectie een nauwkeurige goniometer staat te maken is.

3.2. Algemeen beschouwing richtingssensoren.

Om een richting te bepalen in de inertiaële ruimte, gebruikt men richtingssensoren om translatie- en rotatiemetingen te verrichten. Men maakt daarbij gebruik van de traagheidswetten om krachten te meten of op te wekken in afgesloten systemen.

Voor translatiemetingen worden accelerometers toegepast, voor rotatiemetingen de volgende richtingssensoren: [zie ook lit. 6]

1. goniostaten:

dit zijn geheugens met als basiselement de vrije gyro.

2. goniometers:

b.v. de snelheidsintegrerende gyro (rate integrating gyro).

3. gyrometers:

b.v. de snelheidsgyro (rate gyro).

4. hoekversnellingsmeters.

De meeste goniometers en gyrometers zijn gebaseerd op het principe van de tol. Steeds speelt daarbij de wrijving in de cardanische ophanging van de rotor een grote rol. Om dit te beperken of te vermijden zijn o.a. de volgende typen ontwikkeld:

1. gasgelagerde gyro.

2. vloeistof-gyro.

3. cryogene gyro.

4. elektrostatische gyro.

5. atomaire gyro.

Een volkomen andere wijze van benadering gebruikt niet de tol als basiselement, zoals o.a.:

de ringlasers en de vibrerende massa's (waaronder de stemvorkgyrometers). Deze zetten de inertieële hoekbewegingen om in frequentieverschillen of gebruiken de amplitude van het uitgangssinaal als maatstaf. [zie lit. 5, 7 en 10]

De stemvorkgyrometers kunnen worden onderverdeeld in twee typen:

1. waarbij men gebruik maakt van optredende coriolisversnellingen.

Wanneer de vork om zijn lengte-as wordt gerooteerd zal t.g.v. het trillen der tongen, de steel van de vork een wisselend koppel onder vinden. Door de torsiekrachten te meten m.b.v. rekstrookjes of kwartskristallen (als drukopnemers) wordt een uitgangssignaal verkregen, dat bepalend is voor de grootte van de rotatiesnelheid. Een dergelijke gyrometer is ontwikkeld door de firma Sperry. [zie lit. 2]

2. waarbij men gebruik maakt van centrifugaalkrachten.

Hierover handelt dit afstudeerwerk.

Als toepassingsgebieden van de richtingssensoren kunnen genoemd worden:

1. stabilisatie:

bij o.a. vaartuigen en instrumenten.

2. standregeling:

b.v. richtingssturing.

3. traagheidsnavigatie:

hierbij is een zeer grote nauwkeurigheid vereist, omdat het systeem langdurig opereert zonder uitwendige bakens.

4. THEORIE.

4.1. Fysische principes.

4.1.1. Relatieve beweging in het algemeen. [zie lit. 12]

We beschouwen een punt P met massa m. Deze massa beweegt zich in een assenstelsel XYZ en wordt hierin vastgelegd door de vector \vec{r} .

Op zijn beurt beweegt het assenstelsel XYZ zich t.o.v. een vast stelsel $X'Y'Z'$. De oorsprong van XYZ wordt t.o.v. het vaste assenstelsel vastgelegd door de vector \vec{R} .

De vector $\vec{\omega}$ geeft grootte en richting aan van de rotatiesnelheid van het bewegende t.o.v. het vaste assenstelsel. (fig. 4.1.1.-1.).

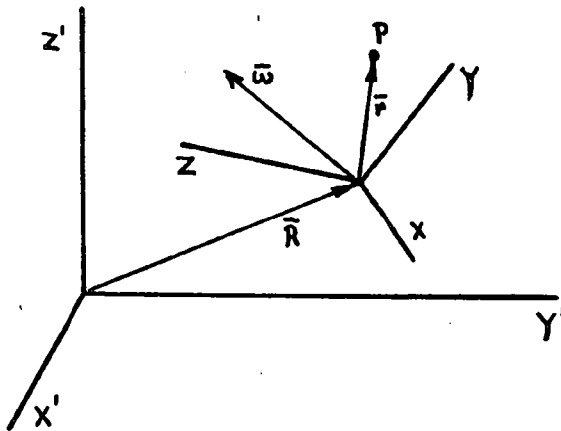


fig. 4.1.1.-1.

De twee assenstelsels met punt P.

XYZ : bewegend assenstelsel

$X'Y'Z'$: vast assenstelsel

Een waarnemer in het bewegende stelsel wil nu $\vec{\omega}$ bepalen. Tussen de kinematische grootheden bestaat het volgende verband:

$$\vec{a}_{abs} = \ddot{\vec{R}} + (\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}) + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) + 2(\vec{\omega} \times \dot{\vec{r}}) + \ddot{\vec{r}} \quad \text{Vgl. 4.1.1.-(1)}$$

met \vec{a}_{abs} = versnelling van P t.o.v. het vaste stelsel XYZ;

$\dot{\vec{r}}$ = snelheid van P t.o.v. het bewegende stelsel XYZ;

$\ddot{\vec{r}} = \vec{a}_{rel}$ = versnelling van P t.o.v. het bewegende stelsel XYZ.

In vgl. 4.1.1.-(1) is $\ddot{\vec{R}} + (\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}) + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})$ de sleepversnelling \vec{a}_{sl} , d.w.z. de versnelling van een vast punt in het bewegende t.o.v. het vaste assenstelsel.

$$\begin{array}{ll}
 \ddot{\vec{R}} & = \text{translatieversnelling} \\
 \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r} & = \text{rotatie-versnelling} \\
 \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) & = \text{centripetale versnelling} \\
 2 (\vec{\omega} \times \dot{\vec{r}}) & = \text{coriolisversnelling} \\
 \vec{a}_{rel} & = \text{relatieve versnelling}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} \ddot{\vec{R}} \\ \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r} \\ \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \\ 2 (\vec{\omega} \times \dot{\vec{r}}) \\ \vec{a}_{rel} \end{array}} \right\} \begin{array}{l} \vec{a}_{sl} \\ \\ \\ \vec{a}_{cor} \\ \vec{a}_{rel} \end{array}$$

Dus $\vec{a}_{abs} = \vec{a}_{sl} + \vec{a}_{cor} + \vec{a}_{rel}$ Vgl. 4.1.1.-(2)

De coriolisversnelling treedt op wanneer P beweegt t.o.v. het bewegende stelsel XYZ.

Voor het vaste assenstelsel geldt de tweede wet van Newton:

$$\vec{K} = m \vec{a}_{abs}$$

waarin \vec{K} de som is van alle optredende krachten (gravitatie-, elektrische, reactiekrachten, etc.).

In het bewegende stelsel geldt:

$$m \vec{a}_{rel} = m \vec{a}_{abs} - m \vec{a}_{sl} - m \vec{a}_{cor} = \vec{K} - m \vec{a}_{sl} - m \vec{a}_{cor}$$
 Vgl. 4.1.1.-(3)

Om in het bewegende stelsel dus een Newton-relatie te verkrijgen, moeten de schijnkrachten $m \vec{a}_{sl}$ en $m \vec{a}_{cor}$ worden toegevoegd.

Als de schijnkrachten door de waarnemer gemeten kunnen worden, is $\vec{\omega}$ bekend.

We gaan deze krachten nu bepalen aan de hand van een stenvork.

4.1.2. Bewegingsvergelijkingen voor de stenvork.

We vatten een stenvork op als een massa-veer-systeem (fig. 4.1.2.-1.).

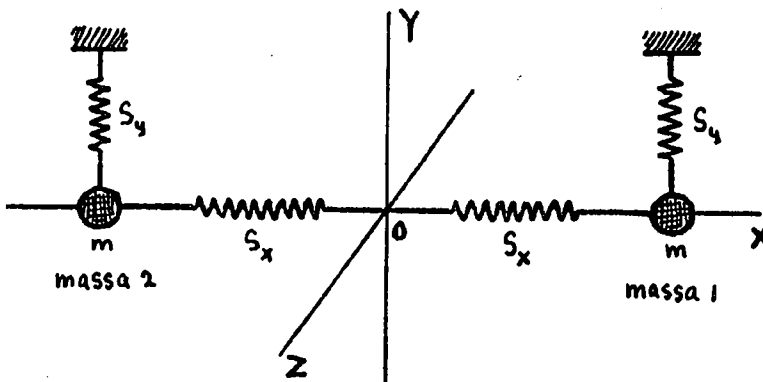


fig. 4.1.2.-1.

Stenvork als massa-veer-systeem.

XYZ is het bewegende assenstelsel. De twee gelijke puntmassa's m kunnen in de X-richting trillen o.i.v. twee veren met stijfheid S_x en in de Y-richting o.i.v. twee veren met stijfheid S_y . Trillingen in de Z-richting zijn niet mogelijk.

Indien alle veren zich in ontspannen toestand bevinden, liggen de beide massa's op de X-as en wel op een afstand x_0 aan weerszijden van de oorsprong 0. In het algemene geval, dat de veren niet ontspannen zijn, zullen we de coördinaten van massa 1 aanduiden met (x_1, y_1) en van massa 2 met (x_2, y_2) .

De positieve richtingen zijn gekozen als in fig. 4.1.2.-2.

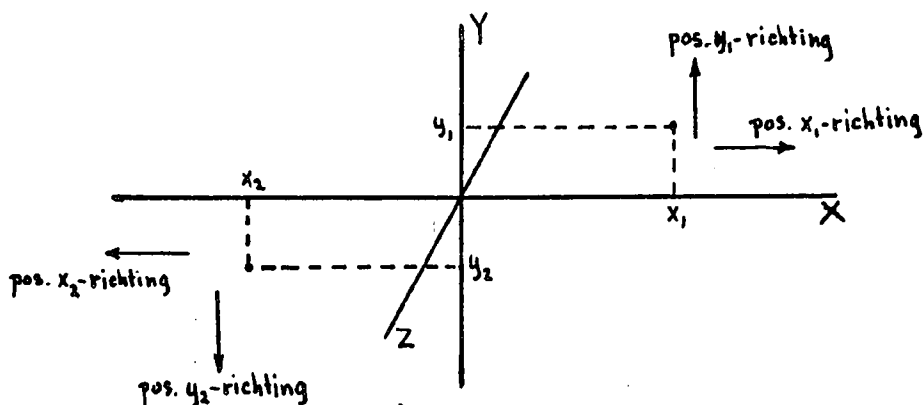


fig. 4.1.2.-2.

De positieve richtingen.

De veerkracht op massa 1 in de positieve x_1 -richting is gelijk aan $S_x(x_0 - x_1)$ en in de positieve y_1 -richting $-S_y \cdot y_1$.

Voor massa 2 zijn dit voor de x_2 -richting $S_x(x_0 - x_2)$ en voor de y_2 -richting $-S_y \cdot y_2$.

Indien nu $\vec{k} = \vec{0}$ (geen gravitatiekrachten etc.), $\vec{\ddot{R}} = \vec{0}$ en $\vec{\omega} = \vec{0}$, dan zijn ook de schijnkrachten in het bewegende stelsel gelijk aan nul, zodat de enige krachten op de massa's de veerkrachten zijn.

De bewegingsvergelijkingen luiden dan:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_1 &= S_x(x_0 - x_1) \\ m\ddot{y}_1 &= -S_y \cdot y_1 \end{aligned} \right\} \text{ en } \left. \begin{aligned} m\ddot{x}_2 &= S_x(x_0 - x_2) \\ m\ddot{y}_2 &= -S_y \cdot y_2 \end{aligned} \right\} \quad \text{Vgl. 4.1.2-(1)}$$

Indien echter $\vec{\ddot{R}} \neq \vec{0}$ en $\vec{\omega} \neq \vec{0}$, dan moeten de schijnkrachten worden toegevoegd.

N.B. We stellen, dat de $\vec{\omega}$ -vector langs de z-as valt.

We kunnen nu de bewegingsvergelijkingen voor de massa's 1 en 2 vinden door de x- en y-componenten van $m\bar{a}_{rel}$ voor beide massa's uit te schrijven, waarbij vgl. 4.1.1.-(3) geldt.

In vgl. 4.1.1.-(3) is \bar{K} de som van de werkelijke krachten, d.w.z. de veerkracht + de gravitatiekracht K_g .

N.B. We veronderstellen een homogeen gravitatieveld.

We noemen de x-component van $\bar{K}_g - m\ddot{\bar{R}}$ nu K_x en de y-component K_y .

K_x en K_y zijn meestal willekeurige functies van de tijd.

Resumerend krijgen we dus voor de bewegingsvergelijkingen van de massa's 1 en 2 (vgl. 4.1.1.-(1), 4.1.1.-(3) en 4.1.2.-(1)):

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_1 &= S_x(x_0 - x_1) + K_x(t) + m\dot{\omega}y_1 + m\omega^2x_1 + 2m\omega\dot{y}_1 \\ m\ddot{y}_1 &= -S_y y_1 + K_y(t) - m\dot{\omega}x_1 + m\omega^2y_1 - 2m\omega\dot{x}_1 \end{aligned} \right\} \text{Vgl. 4.1.2.-(2)}$$

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_2 &= S_x(x_0 - x_2) - K_x(t) + m\dot{\omega}y_2 + m\omega^2x_2 + 2m\omega\dot{y}_2 \\ m\ddot{y}_2 &= -S_y y_2 - K_y(t) - m\dot{\omega}x_2 + m\omega^2y_2 - 2m\omega\dot{x}_2 \end{aligned} \right\} \text{Vgl. 4.1.2.-(3)}$$

We zien, dat door translatie en rotatie van de vork, de bewegingsvergelijkingen van de massa's zijn overgegaan in vgl. 4.1.2.-(2) en vgl. 4.1.2.-(3). Twee van de geïntroduceerde krachten hangen direct met ω samen, n.l. de centrifugaalkracht en de corioliskracht.

Hoe nu ω bepaald wordt, verloopt als volgt:

4.1.3. Bepaling van de hoeksnelheid uit de frequentie van de vork.

We gaan ervan uit, dat $S_y \gg S_x$. Dit houdt in, dat alleen trillingen in de x-richting mogelijk zijn. We kunnen dan de termen $m\dot{\omega}y_1$, $m\dot{\omega}y_2$, $2m\omega\dot{y}_1$, en $2m\omega\dot{y}_2$ verwaarlozen. Van de vgl'n. 4.1.2.-(2) en 4.1.2.-(3) blijft dan over:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_1 &= S_x(x_0 - x_1) + K_x(t) + m\omega^2x_1 \\ m\ddot{x}_2 &= S_x(x_0 - x_2) - K_x(t) + m\omega^2x_2 \end{aligned} \right\} \text{Vgl. 4.1.3.-(1)}$$

Door sommatie van deze twee vergelijkingen en halvering, krijgen we:

$$m \left(\frac{\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2}{2} \right) = S_x \left(x_0 - \frac{x_1 + x_2}{2} \right) + m\omega^2 \left(\frac{x_1 + x_2}{2} \right) \quad \text{Vgl. 4.1.3.-(2)}$$

Als we dus de combinatie van de massa's 1 en 2 bekijken hebben we van $K_x(t)$, de gravitatiekracht en versnellingen, geen last. Dit is het geval bij de stemvork.

Vgl. 4.1.3.-(2) is een inhomogene lineaire differentiaalvergelijking met constante coëfficiënten en de oplossing luidt:

$$\frac{x_1 + x_2}{2} = \frac{x_0 S_x}{S_x - m\Omega^2} + \hat{x} \sin \left\{ \sqrt{\frac{S_x - m\Omega^2}{m}} t + \varphi \right\} \quad \text{Vgl. 4.1.3.-(3)}$$

onder voorwaarde, dat $\omega = \Omega = \text{constant}$ en $0 \leq m\Omega^2 < S_x$.

We krijgen dus een harmonische trilling met :

frequentie $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{S_x - m\Omega^2}{m}}$ om de "evenwichtsstand" $\frac{x_0 S_x}{S_x - m\Omega^2}$.

Voor $\Omega = 0$ (geen rotatie) geldt: $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{S_x}{m}}$.

Dit is de eigenfrequentie $f_x = \frac{1}{2\pi} \omega_x$.

Voor een tong van de stemvork geldt dus:

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\omega_x^2 - \Omega^2} = \text{bedrijfsfrequentie } f_b$$

We zien, dat de frequentie f_b daalt naarmate Ω groter wordt.

Er geldt: $2\pi f_b = \sqrt{\omega_x^2 - \Omega^2}$ Vgl. 4.1.3.-(4)

$$\text{of } (2\pi f_b)^2 + \Omega^2 = \omega_x^2$$

Dit wil zeggen, dat vgl. 4.1.3.-(4) grafisch voorgesteld kan worden door een cirkel met als straal ω_x en als middelpunt $\Omega = 2\pi f_b = 0$. (fig. 4.1.3.-1).

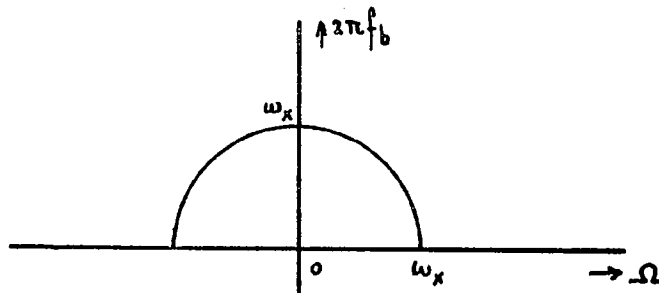


fig. 4.1.3.-1

De bedrijfsfrequentie f_b als functie van de rotatiesnelheid Ω bij een vork met eigenfrequentie f_x .

4.2. Theorie t.a.v. rotatiemeting.

4.2.1. Nomenclatuur.

Voor de duidelijkheid zullen we eerst de nomenclatuur aangeven, die voor de volgende hoofdstukken geldt.

Algemeen worden voor trillfrequenties (van de stemvork en van de daarvan afgeleide elektrische signalen) de symbolen ω en f gebruikt.

Voor rotatiehoeksnelheden gebruiken we het symbool Ω .

Alléén die componenten van rotatiesnelheden worden in aanmerking genomen, die met de richting van de hoofd-as van de betreffende vork (de z-as in fig. 4.1.2.-1) samenvallen. Onder "absolute" rotatie verstaan we de rotatie t.o.v. de inertiële ruimte.

Ω = absolute rotatiesnelheid van een vork.

Ω_0 = voorrotatiesnelheid van een vork, d.i. de (constant gehouden) relatieve rotatiesnelheid van een vork t.o.v. het plateau waarop deze is gemonteerd (zie hfdsk. 4.2.2.).

Ω_p = plateaurotatiesnelheid, d.i. de absolute rotatiesnelheid van een plateau (met daarop gemonteerde vorken).

f_x = eigenfrequentie van een vork bij $\Omega = 0$.

f_b = bedrijfsfrequentie van een vork bij $\Omega \neq 0$.

f_{b_0} = bedrijfsfrequentie van een vork met voorrotatie Ω_0 op een stilstaand plateau ($\Omega_p = 0$).

4.2.2. Het gebruik van twee contraroterende stemvorken.

We hebben in voorgaande theorie gezien, dat het mogelijk is, uit de bedrijfsfrequentie f_b van de stemvork te bepalen wat de grootte is van haar absolute rotatiesnelheid Ω . Eigenlijk bepalen we de frequentiedaling van de vork t.o.v. de eigenfrequentie.

De rotatiesnelheidsbepaling levert echter twee moeilijkheden op:

a. voor kleine Ω is de gevoeligheid zeer laag. De frequentiedaling is praktisch nihil en sterk niet-lineair.

Dit wordt veroorzaakt door het feit, dat de centrifugaalkracht evenredig is met Ω^2 .

b. ongevoeligheid voor de richting van Ω .

Dit wordt eveneens door de Ω^2 -afhankelijkheid veroorzaakt.

Aan deze bezwaren kan worden tegemoetgekomen, als we van twee iden-

tieke stemvorken gebruik maken (zie fig. 4.2.2.-1.).

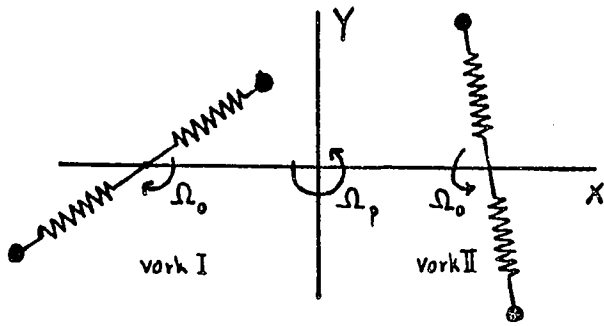


fig. 4.2.2.-1

Twee vorken met voorrotatie (Ω_0)
en plateaurotatie (Ω_p)

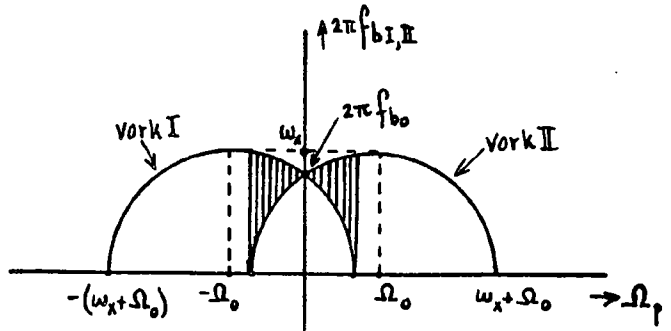


fig. 4.2.3.-1

Het frequentieverloop en -verschil bij twee
contraroterende vorken als functies van
plateaurotatie Ω_p .
(vergelijk met fig. 4.1.3.-1).

Vork I moet dan een voorrotatie Ω_0 in de ene richting en vork II een Ω_0 -voorrotatie in de andere richting hebben. Voor vork I zal dan de rotatiesnelheid t.o.v. de stilstaande ruimte $\Omega_p + \Omega_0$ en voor vork II $\Omega_p - \Omega_0$ bedragen (Ω_p = plateaurotatiesnelheid).

Beide vorken zullen onafhankelijk van elkaar trillen en wel:

$$\left. \begin{array}{l} \text{vork I met } 2\pi f_{bI} = \sqrt{\omega_x^2 - (\Omega_p + \Omega_0)^2} \\ \text{vork II met } 2\pi f_{bII} = \sqrt{\omega_x^2 - (\Omega_p - \Omega_0)^2} \end{array} \right\} \quad \text{Vgl. 4.2.2.-(1)}$$

4.2.3. Lineaire benadering voor het frequentieverschil.

Grafisch kunnen we het geval van twee contraroterende vorken volgens vgl. 4.2.2.-(1) als volgt in beeld brengen (zie fig. 4.2.3.-1).

Het gearceerde deel geeft dat gebied aan, waarin rotatiesnelheden mogelijk zijn, dus waarin $\Delta f = f_{bII} - f_{bI}$ zinvol bestaat. Een klein deel hiervan is het lineaire gebied, n.l. dat gebied hetgeen dichtbij de $\Omega_p = 0$ -as ligt en waarvoor de voorwaarden gelden:

$$\Omega_p \ll \Omega_0 \quad \text{Vgl. 4.2.3.-(1)}$$

$$\Omega_p \ll 2\pi f_{b0} \quad \text{Vgl. 4.1.3.-(2)}$$

We gaan nu het frequentieverschil Δf tussen beide stemvorkfrequenties f_{bI} en f_{bII} bepalen en voor het lineaire gebied vereenvoudigen.

Uit vgl. 4.2.2.- (1) resulteert:

$$\begin{aligned} \Delta f &= f_{bII} - f_{bI} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\omega_x^2 - (\Omega_p - \Omega_o)^2} - \frac{1}{2\pi} \sqrt{\omega_x^2 - (\Omega_p + \Omega_o)^2} = \\ &= \frac{1}{2\pi} \frac{\omega_x^2 - (\Omega_p - \Omega_o)^2 - \{\omega_x^2 - (\Omega_p + \Omega_o)^2\}}{\sqrt{\omega_x^2 - (\Omega_p - \Omega_o)^2} + \sqrt{\omega_x^2 - (\Omega_p + \Omega_o)^2}} = \end{aligned}$$

$$= \frac{1}{2\pi} \frac{4 \Omega_o \Omega_p}{\sqrt{\omega_x^2 - \Omega_o^2} \left\{ \sqrt{1 + \frac{2 \Omega_o \Omega_p - \Omega_p^2}{\omega_x^2 - \Omega_o^2}} + \sqrt{1 + \frac{-2 \Omega_o \Omega_p - \Omega_p^2}{\omega_x^2 - \Omega_o^2}} \right\}} \quad \text{Vgl. 4.2.3.-(3)}$$

Voor de term $\omega_x^2 - \Omega_o^2$ kunnen we volgens vgl. 4.1.3.- (4) invullen:

$$\omega_x^2 - \Omega_o^2 = (2\pi f_{bo})^2$$

Dan zien de breuken in de noemer van vgl. 4.2.3.- (3) er als volgt uit:

$$\frac{2 \Omega_o \Omega_p - \Omega_p^2}{\omega_x^2 - \Omega_o^2} = \frac{2 \Omega_p (\Omega_o - \Omega_p)}{(2\pi f_{bo})^2}$$

$$\text{en } \frac{-2 \Omega_o \Omega_p - \Omega_p^2}{\omega_x^2 - \Omega_o^2} = \frac{-2 \Omega_p (\Omega_o + \Omega_p)}{(2\pi f_{bo})^2}$$

met voorwaarde vgl. 4.2.3.- (1) volgt dan:

$$\frac{2 \Omega_p (\Omega_o - \Omega_p)}{(2\pi f_{bo})^2} = \frac{2 \Omega_p}{2\pi f_{bo}} \cdot \frac{\Omega_o}{2\pi f_{bo}}$$

$$\text{en } \frac{-2 \Omega_p (\Omega_o + \Omega_p)}{(2\pi f_{bo})^2} = \frac{-2 \Omega_p}{2\pi f_{bo}} \cdot \frac{\Omega_o}{2\pi f_{bo}}$$

Voor redelijke waarden van de gevoeligheid (zie hiervoor hfdsk. 4.2.5.) zijn Ω_o en $2\pi f_{bo}$ van dezelfde orde grootte, zodat men nu met de voorwaarde 4.2.3.- (2) kan stellen:

$$2 \frac{\Omega_o}{2\pi f_{bo}} \cdot \frac{\Omega_p}{2\pi f_{bo}} \ll 1$$

Door deze overwegingen is het tussen accoladen staande gedeelte van de noemer van vgl. 4.2.3.- (3) nu:

$$\left\{ \sqrt{1 + \frac{2\Omega_0\Omega_p - \Omega_p^2}{\omega_x^2 - \Omega_0^2}} + \sqrt{1 + \frac{-2\Omega_0\Omega_p - \Omega_p^2}{\omega_x^2 - \Omega_0^2}} \right\} \approx 2$$

zodat voor het frequentieverschil tussen de twee contraroterende stemvorken als functie van de plateaurotatie nu overblijft:

$$\Delta f = \frac{1}{2\pi} \frac{2\Omega_0}{\sqrt{\omega_x^2 - \Omega_0^2}} \cdot \Omega_p \quad \text{Vgl. 4.2.3.-(4)}$$

We zien hieruit, dat de richtingsgevoeligheid er nu in zit, terwijl de gevoeligheid alleen afhangt van Ω_0 en ω_x .

4.2.4. Lineariteitsgebied.

We gaan het lineaire gebied nog eens uitgebreider bekijken, om te zien in hoeverre de lineaire benadering afwijkt van de exacte formule volgens vgl. 4.2.3.-(3).

We hebben berekend, dat voor het gebied $\Omega_p \ll \Omega_0$ en $\Omega_p \ll 2\pi f_0$ geldt dat: (vgl. 4.2.3.-(4))

$$2\pi \Delta f = \frac{2\Omega_0}{\sqrt{\omega_x^2 - \Omega_0^2}} \Omega_p \quad (\text{lineaire benadering})$$

Volgens de formule voor het frequentieverschil volgens vgl. 4.2.3.-(3)

zou:

$$2\pi \Delta f = \sqrt{\omega_x^2 - (\Omega_p - \Omega_0)^2} - \sqrt{\omega_x^2 - (\Omega_p + \Omega_0)^2} \quad (\text{exacte formule})$$

We gaan nu berekenen hoeveel de afwijking bedraagt van de lineaire benadering t.o.v. de exacte formule en dit relatief t.a.v. de benadering.

In formule is de relatieve afwijking:

$$\frac{\sqrt{\omega_x^2 - (\Omega_p - \Omega_0)^2} - \sqrt{\omega_x^2 - (\Omega_p + \Omega_0)^2} - \frac{2\Omega_0\Omega_p}{\sqrt{\omega_x^2 - \Omega_0^2}}}{\frac{2\Omega_0\Omega_p}{\sqrt{\omega_x^2 - \Omega_0^2}}} \cdot 100\% \quad \text{Vgl. 4.2.4.-(1)}$$

De relatieve afwijking volgens vgl. 4.2.4.-(1) als functie van Ω_p/ω_x met als parameter Ω_0/ω_x volgt uit tabel 4.2.4./1.

In fig. 4.2.4.-1. zijn de gegevens uit tabel 4.2.4./1 verwerkt. Hieruit is af te lezen hoe het frequentieverschil Δf tussen beide vorken als functie van de plateaurotatiesnelheid Ω_p verloopt voor verschillende waarden van Ω_0/ω_x (= de parameter).

We zien, dat we met een beperkt gebied te maken hebben (de streeplijn).

Deze beperking treedt op omdat in ons geval volgens fig. 4.2.3.-1. Ω_p loopt van 0 tot $\omega_x - \Omega_0$ en dus $\frac{\Omega_p}{\omega_x}$ van 0 tot $1 - \frac{\Omega_0}{\omega_x}$.

rel. afw. in proc.	$\frac{\Omega_p}{\omega_x}$								
	$\frac{\Omega_0}{\omega_x}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{10}$	$\frac{1}{3}$
	$\frac{4}{5}$	1,5	2,25	4,1					
	$\frac{3}{5}$			1,33	2,8	5,34			
	$\frac{2}{5}$					2,58	5,04	7,25	
	$\frac{1}{5}$						3,92	5,74	8,08

Tabel 4.2.4./1.

De relatieve afwijking als functie van $\frac{\Omega_p}{\omega_x}$ met parameter $\frac{\Omega_0}{\omega_x}$.

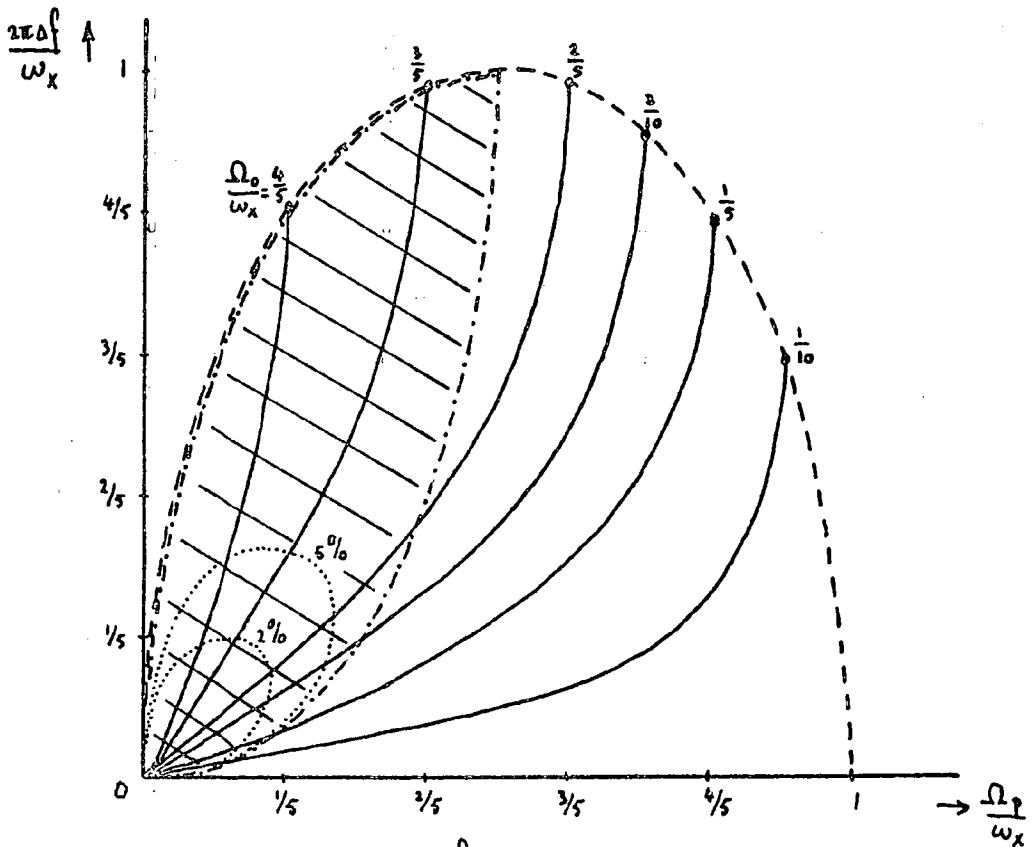


fig. 4.2.4.-1.

Het frequentieverschil als functie van de plateau rotatiesnelheid met $\frac{\Omega_0}{\omega_x}$ als parameter.

Het lineariteitsgebied met 5%- en 2%-grens.

Als we met de lineaire benadering voor het frequentieverschil gaan werken (vgl. 4.2.3.-(4)), dan hebben we nog de eisen (zie vgl. 4.2.3.-(1) en 4.2.3.-(2)) $\Omega_p \ll \Omega_0$ en $\Omega_p \ll \omega_x - \Omega_0$ oftewel $\frac{\Omega_p}{\omega_x} \ll \frac{\Omega_0}{\omega_x}$ en $\frac{\Omega_p}{\omega_x} \ll 1 - \frac{\Omega_0}{\omega_x}$. Dit levert nog een uiterste begrenzingslijn (streepstippelij) waarvoor geldt $\frac{\Omega_p}{\omega_x} \leq \frac{\Omega_0}{\omega_x}$. We krijgen aldus een gebied (gearceerd), waarvan het lineariteitsgebied maar een klein gedeelte is (immers $\frac{\Omega_p}{\omega_x}$ moet veel kleiner zijn dan $\frac{\Omega_0}{\omega_x}$ en ook veel kleiner dan $1 - \frac{\Omega_0}{\omega_x}$).

De procentuele relatieve afwijking, zoals die in tabel 4.2.4./1 berekend is, is in fig.4.2.4.-1 aangegeven voor de 5%- en 2%-grens. Op de rand van de 5%- en 2%-gebieden moeten we rekening houden met het feit, dat als we een waarde voor $2\pi \Delta f$ meten en hieruit volgens de lineaire benadering Ω_p bepalen, dat deze Ω_p 5% resp. 2% te klein is.

4.2.5. Gevoeligheid en bepaling van het werkpunt.

We kunnen stellen dat (volgens vgl. 4.2.3.-(4)):

$$2\pi \Delta f = \Gamma \cdot \Omega_p \quad \text{waarin}$$

$$\Gamma = \frac{2\Omega_0}{\sqrt{\omega_x^2 - \Omega_0^2}} = \frac{2}{\sqrt{\left(\frac{\omega_x}{\Omega_0}\right)^2 - 1}} = \text{gevoeligheid} \quad \text{Vgl. 4.2.5.-(1)}$$

Γ is een functie van ω_x/Ω_0 en wordt dus bepaald door de eigenfrequentie ω_x van de vork en de voorrotatie Ω_0 .

Voor een grote gevoeligheid Γ zou $\frac{\omega_x}{\Omega_0}$ zo dicht mogelijk bij de eenheid moeten liggen, oftewel moet $\omega_x \approx \Omega_0$ zijn.

We moeten de gevoeligheid echter niet te groot maken, omdat:

- variatië van $\frac{\omega_x}{\Omega_0}$ een grote invloed hebben op de gevoeligheid.
- de lineaire benadering steeds minder goed wordt.

Het kan namelijk zijn, dat door b.v. temperatuurinvloeden ω_x verandert of dat Ω_0 (de voorrotatie die m.b.v. een motor wordt verkregen) variëert door netspanningsschommelingen, stootbelasting door lagering, etc.

We zoeken nu een compromis tussen:

- Γ zo groot mogelijk.
- Γ zo min mogelijk afhankelijk van $\frac{\omega_x}{\Omega_0}$ -schommelingen.

Ten aanzien van b. geldt dus dat $\frac{d\Gamma}{d\left(\frac{\omega_x}{\Omega_0}\right)} = \text{minimaal}$.

Een goed compromis lijkt:

$$\Gamma = \left| \frac{d\Gamma}{d\left(\frac{\omega_x}{\Omega_0}\right)} \right|$$

Vgl. 4.2.5.-(2)

$$\text{ofwel: } \frac{2}{\sqrt{\left(\frac{\omega_x}{\Omega_0}\right)^2 - 1}} = \frac{2 \frac{\omega_x}{\Omega_0}}{\left\{ \left(\frac{\omega_x}{\Omega_0}\right)^2 - 1 \right\} \sqrt{\left(\frac{\omega_x}{\Omega_0}\right)^2 - 1}}$$

Hieruit rolt de volgende waarde voor $\frac{\omega_x}{\Omega_0}$:

$$\frac{\omega_x}{\Omega_0} \approx 1,62 \quad \text{waarvoor } \Gamma \text{ volgens vgl. 4.2.5.-(1): } \Gamma \approx 1,57$$

Grafisch zien we dit in fig. 4.2.5.-1 met behulp van tabel 4.2.5./1.

$\frac{\omega_x}{\Omega_0}$	1,5	2	3	4
Γ	1,787	1,156	0,707	0,516
$\left \frac{d\Gamma}{d\left(\frac{\omega_x}{\Omega_0}\right)} \right $	2,145	0,770	0,265	0,138

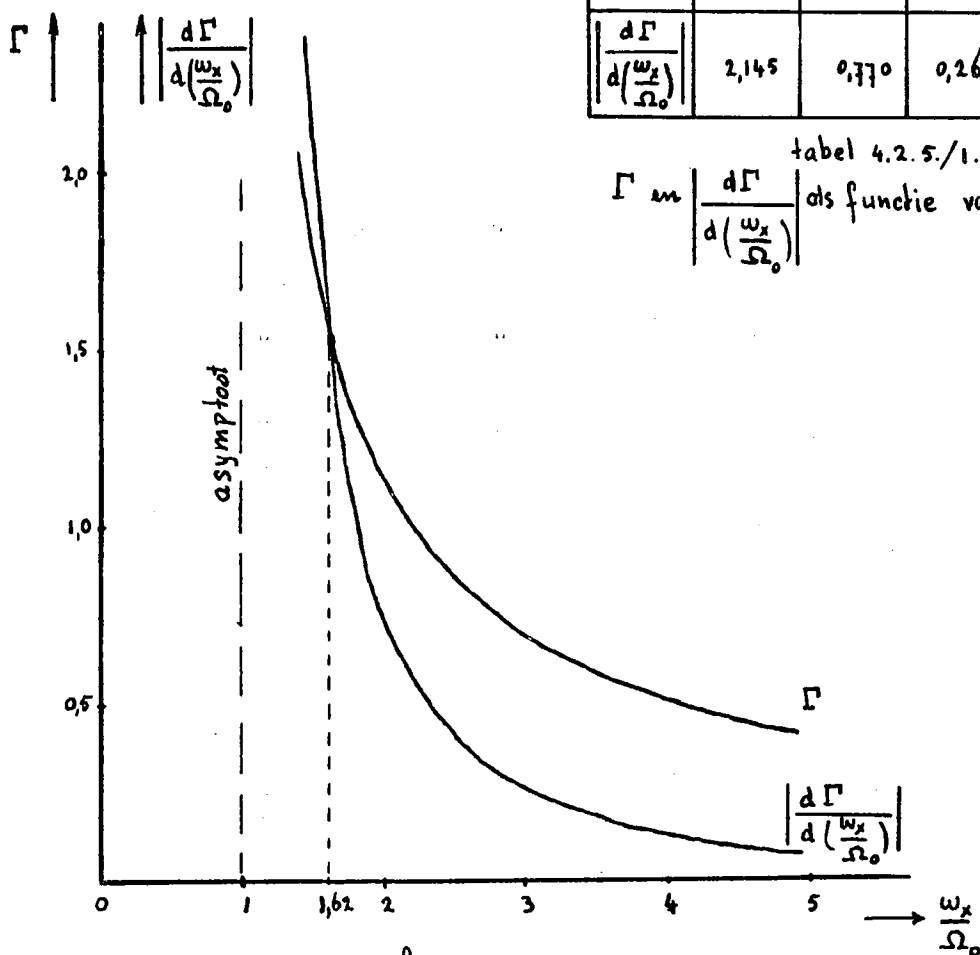


fig. 4.2.5.-1

De bepaling van het werkpunt.

Het snijpunt van de twee curven voor Γ en $\frac{d\Gamma}{d(\frac{\omega_x}{\Omega_0})}$ ligt bij $\frac{\omega_x}{\Omega_0} \approx 1,62$

Bij deze waarde geldt:

$$2\pi \Delta f = 1,57 \Omega_p \rightarrow \Delta f = 0,25 \Omega_p \rightarrow \Omega_p = 4 \Delta f \quad \text{Vgl. 4.2.5.-(3)}$$

met Δf in Hz. en Ω_p in rad./sec.

Aan de bepaling van het werkpunt kan nog het volgende worden toegevoegd. De manier waarop we het "optimum" voor het werkpunt vinden is nog vrij arbitrair. Indien b.v. in de praktijk zou blijken, dat Ω_0 en ω_x gemakkelijk zijn te stabiliseren met grote nauwkeurigheid, dan kan men misschien de gevoeligheid Γ best nog hoger dan 1,57 kiezen. Anderzijds zou ook kunnen blijken, dat met een kleinere gevoeligheid nog ruim voldoende nauwkeurig te meten is.

In dat geval kan men de eisen aan de stabilisatie van Ω_0 en ω_x verlichten. De uitdrukking voor het compromis (vgl. 4.2.5.-(2)) luidt daarom algemener:

$$\frac{\Gamma}{\frac{d\Gamma}{d(\frac{\omega_x}{\Omega_0})}} = C$$

waarbij C zeer waarschijnlijk in de buurt van 1 ligt, althans geen ordegröte ervan ligt verwijderd.

4.3. Praktische gezichtspunten.

4.3.1. Keuze van eigenfrequentie en voorrotatie.

Nu moet een keuze worden gemaakt voor ω_x en Ω_0 , zodanig dat $\frac{\omega_x}{\Omega_0} = 1,62$.

Omdat op de meeste gebieden waar gyrotoepassingen gebruikelijk zijn, de boordfrequentie 400 Hz. is, kiezen we voor Ω_0 :

$$\Omega_0 = 2\pi \cdot \frac{1}{4} \cdot 400 \text{ Hz.} = 628 \text{ rad./sec.} = 6000 \text{ omwentelingen/min.}$$

Voor de eigenfrequentie van de vork krijgen we dan:

$$\omega_x = 1019 \text{ rad./sec. of } f_x = 162 \text{ Hz.}$$

De keuze is mede bepaald door het feit, dat de voorrotatie Ω_0 met behulp van een 400 Hz.-elektromotor wordt verkregen en verder dat bij keuze van een grotere voorrotatie de mechanische moeilijkheden toenemen.

We hebben gezien, dat $\Delta f = 0,25 \Omega_p$ volgens vgl. 4.2.5.- (3).

Nu geldt in het toepassingsgebied, zoals in de inleiding is aangegeven, dat men globaal kan zeggen, dat de maximale Ω_p die optreedt is:

$$\Omega_{p_{\max}} \approx 10 \text{ rad./sec.}$$

Voor het frequentieverschil tussen beide vorken krijgen we dan:

$$\Delta f_{\max} \approx 2,5 \text{ Hz. (zie vgl. 4.2.5.- (3)).}$$

Als $\Omega_p = 0$ en er dus wel een voorrotatie $\Omega_0 = 628 \text{ rad./sec.}$ aanwezig is, zal de frequentie van beide stemvorken volgens vgl. 4.2.2.- (1) de werkpuntfrequentie $f_{b0} = 128 \text{ Hz.}$ zijn.

Uit bovenstaande blijkt dat we frequenties moeten gaan meten in het frequentiegebied: $128 \pm 2,5 \text{ Hz.}$

4.3.2. Uitwijking van de tongen bij een bepaalde voorrotatie.

Bij latere stemvorkontwerpen moeten we er rekening mee houden, dat de tongen door de voorrotatie zullen gaan uitwaaiëren naar buiten.

Uit vgl. 4.1.3.- (3) blijkt, dat de afstand tussen de evenwichtsstanden van de twee tegenoverelkaar liggende tongen gelijk is aan:

$$x_1 + x_2 = \frac{2x_0 S_x}{S_x - m\Omega^2} = \frac{2x_0}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_x}\right)^2} \quad \text{Vgl. 4.3.2.- (1)}$$

waarbij Ω de absolute rotatie is die de vork ondervindt en gelijk is aan de voorrotatie Ω_0 , als we Ω_p verwaarloosbaar veronderstellen ten opzichte van Ω_0 .

Bij $\Omega_0 = 0$ is de afstand $x_1 + x_2 = 2x_0$.

Voor van nul verschillende Ω_0 -waarden zullen de tongen nogal ver uit elkaar gaan staan, waarbij de verhouding $\frac{\Omega_0}{\omega_x}$ bepalend is.

Voor $\frac{\omega_x}{\Omega_0} = 1,62$ vinden we dan voor

$$x_1 + x_2 \approx 1,62 \cdot 2x_0 \quad \text{of} \quad x_1 = 1,62 x_0 \quad \text{en} \quad x_2 = 1,62 x_0.$$

We zien hieraan, dat dit uitwaaiëren van de tongen nogal fikse vormen kan aannemen bij de door ons gekozen voorrotatie en eigenfrequentie van de vork. Het is daarom zaak de afstand $2x_0$ tussen de tongen zo klein mogelijk te kiezen, opdat de uitwaaiëring absoluut genomen klein blijft. (zie fig. 4.3.2.-1).

Op de evenwichtsstand van de tongen wordt dan verder nog de trillingsamplitude gesuperponeerd, zodat de uitwaaiëring momentaan nog groter kan zijn.

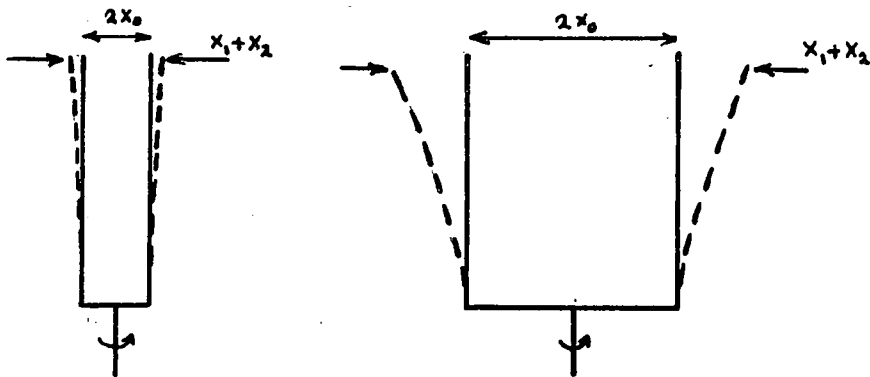


fig. 4.3.2.-1.

Evenwichtsstand van de tongen bij twee stemvorken met gelijke verhouding $\frac{\omega_x}{\Omega_0}$, maar verschillende "diameter" $2x_0$.

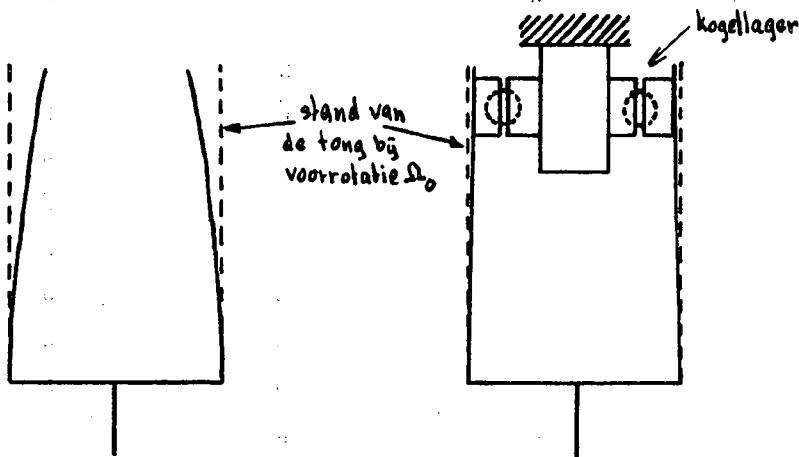


fig. 4.3.2.-2

Tongenstand bij voorbuiging

fig. 4.3.2.-3

Tongenstand bij voorspanning

Het uitwaaiëren kunnen we, indien dit constructietechnisch mogelijk is, "compenseren" door de tongen zodanig te verbuigen, dat ze bij een voorrotatie Ω_0 evenwijdig staan (zie fig. 4.3.2.-2).

Een andere mogelijkheid, die kan worden toegepast als de constructie dit verbuigen niet toelaat, is als volgt (zie fig. 4.3.2.-3). Bij stilstand van de stemvork rusten de tongen tegen een kogellager. Deze tongen hebben een bepaalde voorspanning. Als de vorkrotatie wordt gestart zal het kogellager meelopen, totdat de vereiste voorrotatiesnelheid bijna is bereikt. Daarna is de centrifugaalkracht die de tongen ondervinden groter dan de voorspanning van de tongen en dan komen deze los van het kogellager. Door de juiste voorspanning zullen de tongen daarna de goede stand gaan innemen.

4.3.3. Vorkimpedantie.

Om een stemvork in trilling te houden met zijn eigenfrequentie hebben we een aandrijfmechanisme nodig. Elektrisch is dit zeer gemakkelijk te verwezenlijken door de stemvork op te nemen in een circuit: de stemvork-oscillator.

Dit kan op verschillende manieren gebeuren:

1. met een aandrijfspool en een pickoff-spoel (bij twee-tongige stemvorken).

Hierbij heeft de aandrijfspool tot taak de ene tong elektromagnetisch aan te stoten, terwijl de pickoff-spoel van de andere tong (die in fase met de eerste tong meetrilt) de trilling opneemt. Dit pickoff-signaal wordt versterkt en in de goede fase aan de aandrijfspool toegevoerd. Indien dit op de juiste wijze geschiedt, zal de stemvork met zijn eigenfrequentie blijven trillen. Wanneer de invloeden, die de vork ondervindt (zoals voorrotatie, plateaurotatie, temperatuurwisseling, etc.) veranderen, zal de eigenfrequentie natuurlijk ook veranderen en de oscillator gaat automatisch mee.

2. met één spoel (speciaal bij meer-tongige stemvorken).

De spoel is elektromagnetisch met de stemvork gekoppeld. De ingangsimpedantie van de spoel zal een minimum vertonen bij resonantie van de tongen. Op dit impedantieminimum kunnen we weer een oscillator laten werken en de frequentie zal gelijk zijn aan de eigenfrequentie van de vork.

In de volgende beschouwing zullen we uitleggen hoe dit impedantieminimum ontstaat.

In principe hebben we te maken met het systeem uit fig. 4.3.3.-1.

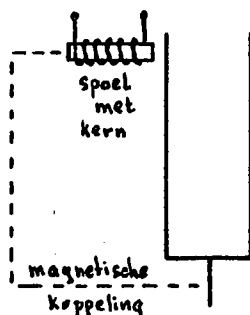


fig. 4.3.3.-1
Stemvorkaandrijfsysteem.

Dus een stemvorktong, die aangedreven kan worden met behulp van een spoel met kern. Een wisselstroom door de spoel veroorzaakt een wisselend magnetisch veld in de kern. Daar de kern magnetisch is gekoppeld aan de stemvork (stippelijn in fig. 4.3.3.-1) zal er een kracht op de tong worden uitgeoefend, die wisselt in het ritme van de wisselstroom. We hebben dus een elektro-magnetisch-mechanische omzetter (zie aanhangsel 10.1.1.). In vierpoolvorm geeft dit het volgende resultaat (fig. 4.3.3.-2.).

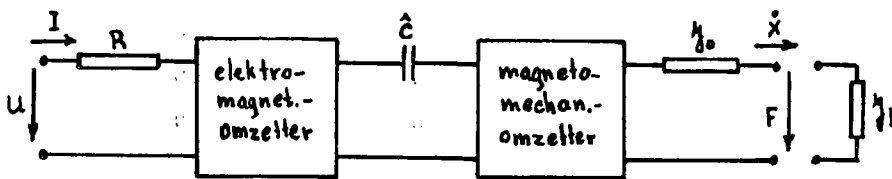


fig. 4.3.3.-2

Het gehele systeem in vierpoolvorm.

In deze figuur geldt:

R = spoelweerstand

\hat{C} = magnetische capaciteit van de luchtspleet

Y_0 = mechanische impedantie van de stemvorktong

Y_b = belastingsimpedantie

I en U zijn resp. de stroom door en de spanning over de spoel.

\dot{x} en F zijn resp. de snelheid en de kracht op de stemvorktong.

Met een analogie-beschouwing (zie aanhangsel 10.1.1.) komen we tot het vervangingschema van fig.4.3.3.-3.

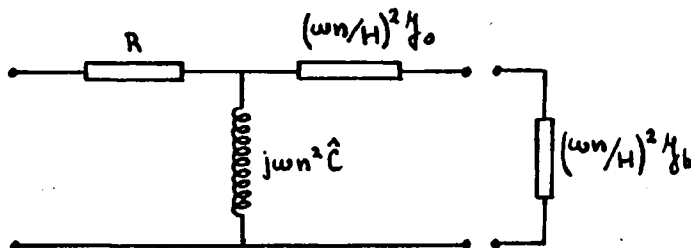


fig. 4.3.3.-3

Vervangingschema voor fig.4.3.3.-2.

Hierbij is: R = koperweerstand van de spoelwikkeling.

n = aantal windingen van de spoel.

\hat{C} = magnetische capaciteit van de luchtspleet.

$$= \frac{\mu A}{l} \quad \text{met} \quad \mu = \text{magn. permeabiliteit van lucht.}$$

A = werkzaam oppervlak in de luchtspleet.
 l = lengte van de luchtspleet.

H = magnetische veldsterkte in de luchtspleet.

γ_0 = mechanische impedantie van de tong als omzetterelement.

$$= j\omega M_0 + \frac{1}{j\omega B_0} + W \quad \text{met} \quad M_0 = \text{tongmassa}$$

B_0 = tongvering
 W = wrijving

γ_b = impedantie van de uitwendige belasting van de tong.

Deze is praktisch nihil, want de lucht die deze belasting vormt en wordt meebewogen, heeft nauwelijks massa en weerstand.

N.B. Waar over "luchtspleet" wordt gesproken, wordt bedoeld: de voor de omzetting werkzame luchtspleet.

Na de verwaarlozingen t.a.v. γ_b en ook W (de inwendige tongwrijving is nihil, allen bij resonantie wordt hierdoor de kwaliteitsfactor bepaald) krijgen we (zie fig. 4.3.3.-4.).

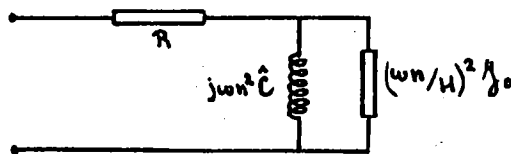


fig. 4.3.3.-4

Het schema uit fig. 4.3.3.-3. na verwaarlozing van γ_b en W .

In dit schema is $\gamma_0 = j\omega M_0 + \frac{1}{j\omega B_0}$ waarbij M_0 en B_0 de equivalente waarden zijn van tongmassa en -vering voor het aandrijfpunt van de tong (d.i. de plaats van de werkzame luchtspleet). De continu verdeelde massa en vering wordt dus op één punt samengebald gedacht.

Uiteindelijk krijgen we dan het schema van fig. 4.3.3.-5., waarin:

Z_i = ingangsimpedantie van het stembvorkstelsel.

$L_0 = n^2 \hat{C}$ = inductiviteit t.g.v. de luchtspleet.

$L_T = M_0 (\omega n / H)^2$ = inductiviteit t.g.v. de tongmassa

$C_T = B_0 (H / \omega n)^2$ = capaciteit t.g.v. de tongvering

R = koperweerstand van de aandrijfspoel.

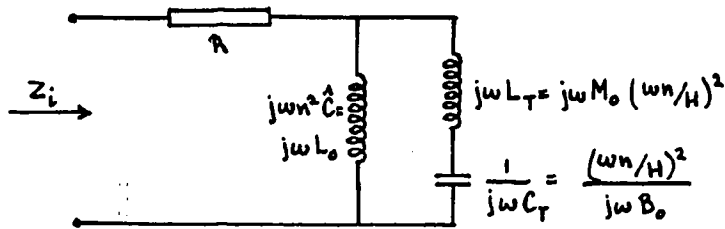


fig. 4.3.3.-5

Uiteindelijk schema voor het stemvorkaandrijfsysteem.

We gaan nu bekijken, wat de ingangsimpedantie Z_i wordt in het schema van fig. 4.3.3.-5. en hoe de modulus hiervan verloopt als functie van de frequentie van hetingangssignaal.

De ingangsimpedantie is:

$$Z_i = R + \frac{j\omega L_0 (j\omega L_T + 1/j\omega C_T)}{j\omega L_0 + j\omega L_T + 1/j\omega C_T} \quad \text{Vgl. 4.3.3.-(1)}$$

$$\text{en } |Z_i|^2 = R^2 + \left\{ \frac{\omega L_0 (1 - \omega^2 L_T C_T)}{1 - \omega^2 C_T (L_T + L_0)} \right\}^2 \quad \text{Vgl. 4.3.3.-(2)}$$

We gaan nu het frequentiegebied verdelen en voor elk deelgebied het verloop van $|Z_i|$ als functie van ω bepalen uit vgl. 4.3.3.-(2).

frequentiegebied	asymptoot resp. extremum van
1. $\omega \ll \frac{R}{L_0}$	$\longrightarrow Z_i = R$
2. $\frac{R}{L_0} \ll \omega \ll \frac{1}{\sqrt{C_T(L_T + L_0)}}$	$\longrightarrow Z_i = \omega L_0$
3. $\omega = \frac{1}{\sqrt{C_T(L_T + L_0)}} = \omega_\infty$	$\longrightarrow Z_i \rightarrow \infty$
4. $\omega = \frac{1}{\sqrt{C_T L_T}} = \omega_x$	$\longrightarrow Z_i = R$
5. $\omega \gg \frac{1}{\sqrt{C_T L_T}}$	$\longrightarrow Z_i = \omega L_0 \frac{L_T}{L_T + L_0}$

Als resultaat levert het bovenstaande globaal het volgende beeld voor $|Z_i|$ als functie van ω op (fig. 4.3.3.-6).

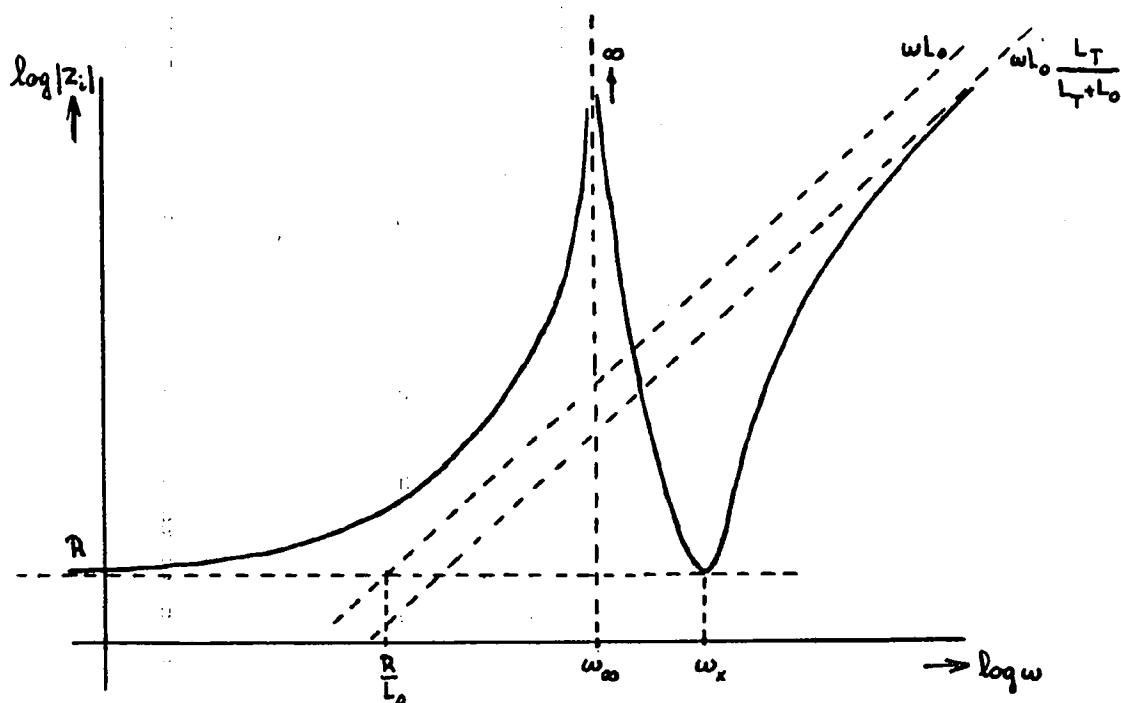


fig. 4.3.3.-6.

De ingangsimpedantie $|z_i|$ van het stemvorkstelsel als functie van de frequentie.

De ingangsimpedantie is dus:

Voor lage frequenties ($\omega \ll \frac{R}{L_0}$) gelijk aan de spoelweerstand R en voor hoge frequenties ($\omega \gg \omega_x$) inductief.

Voor $\omega = \omega_\infty = \frac{1}{\sqrt{C_T(L_T + L_0)}}$ gaat $|z_i|$ naar oneindig en is maximaal.

Voor $\omega = \omega_x = \frac{1}{\sqrt{C_T L_T}}$ wordt $|z_i| = R$ en vertoont hiervoor een minimum.

Bepalen we ons nu tot $\omega_x = \frac{1}{\sqrt{C_T L_T}}$, dan zien we dat deze ω -waarde bepaald wordt door enkel en alleen de tongeïgenschappen.

Nl. (zie fig. 4.3.3.-5.): $C_T = \frac{B_0}{(\frac{\omega n}{H})^2}$ en $L_T = M_0 (\frac{\omega n}{H})^2$.

zodat we voor ω_x krijgen: $\omega_x = \frac{1}{\sqrt{B_0 M_0}}$ en dit is de eigenfrequentie van de stemvork.

Bij de eigenfrequentie van de vork heeft de ingangsimpedantie een minimum, nl. $|z_i| = R$.

Zetten we het systeem spoel-stemvork in een oscillator-schakeling, die op het impedantieminimum $|z_i| = R$ van het systeem werkt, dan zal de oscillatorfrequentie gelijk zijn aan de stemvork-eigenfrequentie en aldus de stemvork in trilling houden.

Nog enige opmerkingen dienen te worden gemaakt t.a.v. het maximum en minimum in fig. 4.3.3.-6.

In werkelijkheid ligt het maximum voor $|Z_1|$ niet in het oneindige en het minimum niet bij $|Z_1| = R$.

In het schema van fig. 4.3.3.-5 moet in elk van de paralleltakken nog een weerstand (impedantie) in serie worden opgenomen.

Oorzaken hiervan zijn:

1. luchtspleetverlies.
2. inwendige wrijving (damping) van de tong.
3. de belastingsimpedantie (die door de lucht wordt bepaald, waarin zich de tongen bewegen) is niet helemaal te verwaarlozen. Dit impliceert, dat er met de weerstand (luchtwrijving) ook nog een inductie (lucht-massa) in serie moet worden geschakeld.

Door de serieweerstanden wordt het maximum tot een eindige waarde begrensd en komt het minimum iets hoger te liggen.

4.3.4. Hoekmeting d.m.v. signaalfasedraaiing.

In hoofdstuk 4.2.2. (vgl. 4.2.2.- (3)) hebben we gezien, dat het frequentieverschil Δf tussen de twee contraroterende stemvorken lineair verloopt met de plateaurotatiesnelheid:

nl. (zie vgl. 4.2.4.- (1))

$$2\pi\Delta f = \Gamma \cdot \Omega_p$$

Vgl. 4.3.4.- (1)

Ons stemvorkstelsel is te vergelijken met een rate gyro. Deze levert immers ook een signaal evenredig met de rotatiesnelheid van het plateau. Nu is het zo, dat de op het ogenblik gebruikte rate gyros een aanspreekgevoeligheid hebben van op z'n minst ca. 10 mrad./sec. Dit houdt in, dat het stemvorkstelsel aan de eis moet kunnen voldoen, dat de aanspreekgevoeligheid ca. 10 mrad./sec. is. M.a.w., indien $\Omega_p = 10$ mrad./sec. is, dan zal de uitgangsgrootte (frequentieverschil) nog met voldoende nauwkeurigheid gedetecteerd moeten kunnen worden.

In ons geval komt dit neer op het detecteren van een frequentieverschil van (bij $\Omega_p = 10$ mrad./sec., $\Gamma = 1,57$, zie vgl. 4.2.4.- (3)):

$$\Delta f = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ Hz.}$$

Dit zeer lage frequentieverschil zal bij de detectie zeer zeker de nodige moeilijkheden opleveren. Meestal worden deze kleine frequentieverschillen gemeten m.b.v. signaalfasemetingen, omdat anders een lange meettijd noodzakelijk wordt om voldoende nauwkeurigheid te verkrijgen.

Deze fasemetingen komen erop neer, dat uit het signaalfaseverloop (dus als functie van de tijd) het frequentieverschil gaan bepalen.

We kunnen ook bekijken wat de fase zelf voor informatie geeft. Er geldt immers:

$$2\pi\Delta f = \frac{d}{dt} \varphi_e \quad (\varphi_e = \text{(elektrische) fasehoek van het verschilsignaal})$$

en dus met vgl. 4.3.4.-(1):

$$\frac{d}{dt} \varphi_e = \Gamma \Omega_p$$

$$\text{Verder geldt: } \Omega_p = \frac{d}{dt} \alpha_p \quad (\alpha_p = \text{plateaurotatiesnelheid})$$

Uit deze twee laatste vergelijkingen volgt:

$$\frac{d}{dt} \varphi_e = \Gamma \frac{d}{dt} \alpha_p$$

$$\text{en na integratie: } \varphi_e = \Gamma \alpha_p \quad \text{Vgl. 4.3.4.-(2)}$$

of in woorden: de fasehoek φ_e van het verschilsignaal (Δf) is evenredig met de hoek α_p waarover het plateau wordt gedraaid.

Hieruit blijkt de overeenkomst met de rate integrating gyros waarbij eveneens de uitgangsgrootheid evenredig is met de plateaurotatiehoek. Bij deze gyro's wordt op het ogenblik een minimale aanspreekgevoeligheid van 10 microrad./s behaald, hetgeen we dus ook van het stemblokstelsel mogen eisen. Dit houdt in, dat we in ons geval fasehoeken moeten gaan meten van (bij $\alpha_p = 10$ microrad., $\Gamma = 1,57$):

$$\varphi_e = 15,7 \text{ microrad.} \hat{=} 0,9 \cdot 10^{-1} \text{ graden.}$$

We zien, dat ook bij fasehoekmetingen tussen de twee signalen een zeer nauwkeurige detectie vereist is.

De hoek α_p volgt uit het faseverschil voor en na de hoekverdraaiing α_p . De grote moeilijkheid zit echter ook in het feit, dat bij stilstand van het plateau de twee frequenties der signalen exact aan elkaar gelijk moeten zijn. Dit is nooit het geval. Bij stilstand meten we dan een frequentieverschil tussen de twee signalen, dat steeds toeneemt. Bij de eigenlijke meting moet deze fase-toename ingecalculeerd en geëlimineerd worden. Het lijkt daarom in eerste instantie beter om frequentieverschillen te gaan bepalen en daaruit de rotatiesnelheid van het plateau te berekenen.

In hoeverre aan directe fasemeting kan worden toegekomen zal daarna nog bekeken worden.

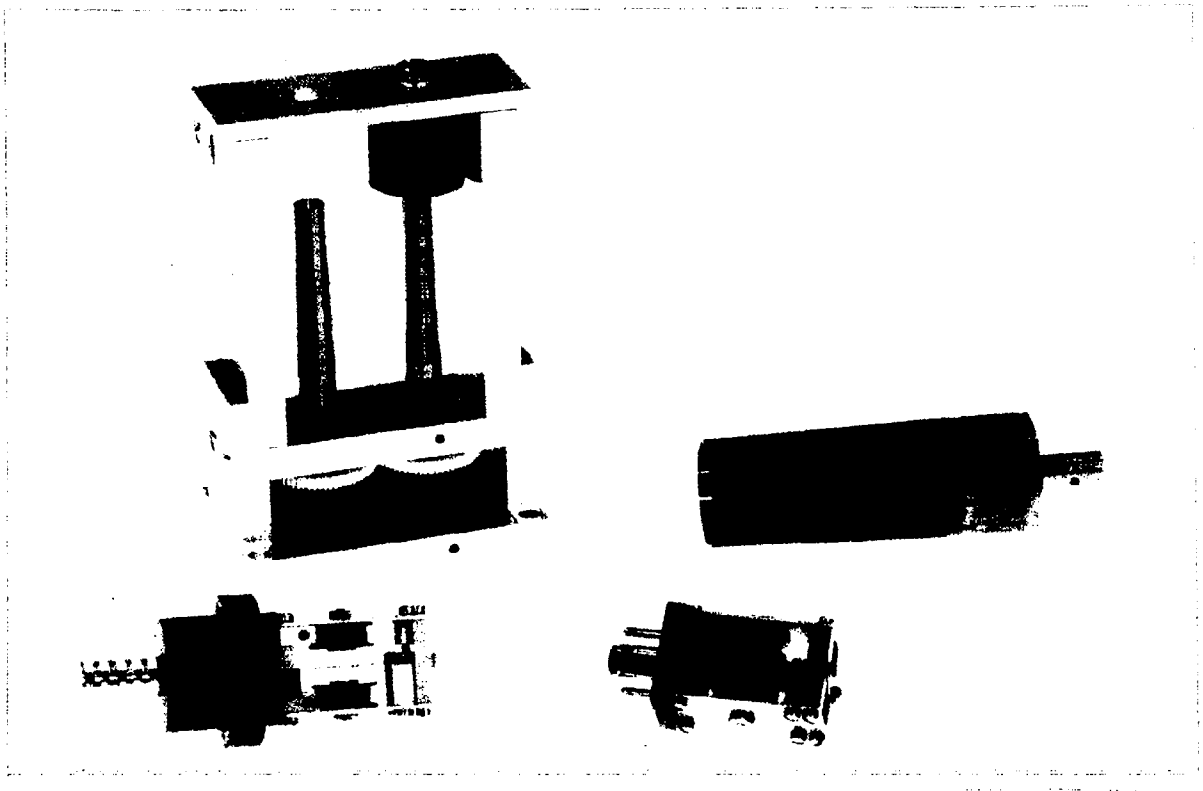
Stemvorken:

links boven: Een systeem met twee kroonvorken.

rechts boven: De gebruikte kroonvork.

links onder: De gebruikte stemvork OS-607 met sleepringunit.

rechts onder: De stemvork OS-607.



5. OVERWEGINGEN VOOR DE PRAKTISCHE AANPAK.

5.1. Achtergrondaspecten.

We hebben gezien, dat de theorie uitmondt in een ontwerp met twee stemvorken, waarvan de lengteassen parallel staan. De vorken moeten dezelfde voorrotatie krijgen, maar in tegengestelde richting. Dit doen we met een elektromotor en een tandwielensysteem. [zie ook lit. 13]

We hebben een motor gekozen, die bestaat uit een gelijkstroom-compoundmotor met een eraan gekoppelde synchronomotor. Het geheel levert (door een intern regelcircuit) een toerental, dat binnen nauwe grenzen constant is voor toerentalen tussen 10000 en 12000 omw./min. De motor wordt gevoed uit een accu. Bij een voedingsspanning van 24 V (opgenomen stroom ca. 4 A) is het toerental van de uitgaande as ca. 12000 omw./min., terwijl het generatorgedeelte van de motor een outputsignaal geeft met een frequentie van ca. 400 Hz. Door een tandwieloverbrenging van 2:1 verkrijgen we een toerental van 6000 omw./min.

De tandwielen moeten voldoen aan hoge eisen wat betreft de slijtvastheid t.g.v. het hoge toerental.

De keuze t.a.v. de overbrenging is gevallen op tandwielen om verzekerd te zijn van een vaste overbrengingsverhouding. De voorrotatie is dan voor beide vorken gelijk.

Ook moeten hoge eisen gesteld worden aan de lagering, die in het gehele systeem wordt toegepast, en aan de sleepringen en contactveertjes bij gebruik van een tweetongige stemvork. Voor de sleepringen is een kleine diameter (lage omvangssnelheid) en een goed gepolijst oppervlak zeer gewenst (anders contactruis t.g.v. oneffenheden, vuil). De druk van een contactveer op de ring mag niet te groot zijn (slijtage) en trillen van de contactveer moet zo veel mogelijk worden vermeden (gunstige eigenfrequentie voor de contacttongen kiezen). Uiteraard moeten ook de materialen en de vorm van de ring en veer zodanig zijn, dat de slijtage minimaal en het elektrisch contact maximaal is.

Voor de gehele opstelling geldt, dat trillingen t.g.v. de motor, de overbrenging, de lagering of andere oorzaken zo min mogelijk invloed hebben op de stemvorktrilling zelf.

5.2. Indeling van de praktische uitvoering.

Eerst is begonnen met de constructie van de meertongige stemvork. Hierbij speelde o.a. een rol, dat (naast de ervaring die zou worden opgedaan) deze vorm voor een vork interessant genoeg leek om eens te bekijken.

Daarna zijn twee handelsstemvorken toegepast, waarmee een opstelling is verwezenlijkt. Aan deze opstelling is het meeste werk verricht.

Tenslotte is nog een systeem gemaakt met twee meertongige vorken, waarvoor de voorrotatie-aandrijving en de elektrische aandrijving (voor het in stand houden van de vorktrilling) nog niet verwezenlijkt zijn. Het ontbreekt nog aan een geschikte synchroonmotor. Hiervoor kan men b.v. een uitgediende gyro-motor gebruiken.

6. KROONVORK.

Zoals al in de inleiding (hoofdstuk 3.2.3.) is gezegd, zullen we met een meertongige vork (kroonvork) beginnen om eerst enige ervaring op te doen met stemvorken en deze stemvorkconstructie te bekijken vanwege zijn van de normale vorm afwijkende opbouw.

6.1. Ontwerp en ontwerpeisen.

Bij de theorie (hoofdstuk 4.3.1.) hebben we een keuze gemaakt voor de eigenfrequentie van de vork, nl. $f_x = 160$ Hz. Hiervan moeten we dus uitgaan als we de kroonvork gaan dimensioneren.

Deze eigenfrequentie wordt bepaald door de geometrie van de tongen en door materiaalconstanten, nl. de elasticiteitsmodulus E en de soortelijke massa ρ .

De materiaalkeuze is dus zeer belangrijk. als materiaal wordt bij bijna alle stemvorken, die in de handel zijn, een nikkelstaal gebruikt: elinvar (elasticity invariable). Dit materiaal heeft een zeer lage temperatuurafhankelijkheid van de elasticiteitsmodulus en een kleine uitzettingscoëfficiënt. Dit is natuurlijk bijzonder belangrijk, omdat anders de eigenfrequentie van de tong te veel kan verlopen als functie van de temperatuur (de stemvorken worden meestal gebruikt als frequentiestandaard in het gebied van ca. 150 - 5000 Hz., dat m.b.v. kristallen bijna niet bereikt kan worden). De nauwkeurigheid t.a.v. de frequentie bij de zeer goede stemvorken ligt rond $5 \cdot 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$.

In ons geval speelt de temperatuurafhankelijkheid geen doorslaggevende rol, omdat wanneer de twee contraroterende vorken dezelfde temperatuur hebben, dientengevolge beide vorken ook dezelfde frequentieverandering vertonen. Een frequentieverschil tussen de twee vorken zal dus hetzelfde blijven.

Voor de kroonvork hebben we het materiaal automatenstaal (staal 37) gekozen.

Een eis t.a.v. het materiaal, die nog niet genoemd is, vloeit voort uit de elektromagnetische bekrachtiging van de vork. Het materiaal moet magnetiseerbaar zijn en wel: magnetisch "zacht". Aan deze eis voldoet automatenstaal vrij goed.

We gaan dus uit van het materiaal automatenstaal 37 en van de eigenfrequentie $f_x = 160$ Hz.

Uit de literatuur volgt voor de grondfrequentie (eigenfrequentie): [zie lit. 1]

$$f_x = \frac{0,55966}{\sqrt{12}} \frac{t}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

Vgl. 6.1.-(1)

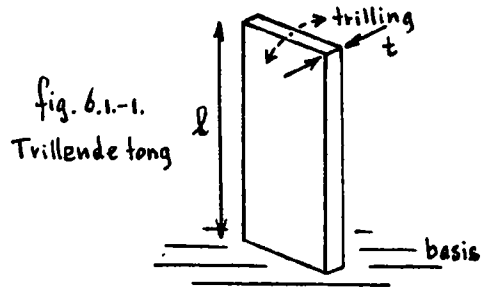
waarbij (zie fig. 6.1.-1):

t = dikte van de tong in mm.

l = lengte van de tong in mm.

E = elasticiteitsmodulus in N/m.

ρ = soortelijke massa in kg/m³.



Voor automatenstaal zijn de materiaalconstanten:

$E = 19 \cdot 10^{10}$ N/m² en $\rho = 7,7 \cdot 10^3$ kg/m³.

Met $f_x = 160$ Hz. krijgen we dan na substitutie van deze waarden in vgl. 6.1.-(1):

$$\frac{t}{l^2} \approx 0,2/m.$$

Kiezen we voor de dikte t van de tongen: $t = 1$ mm. = 10^{-3} m. dan volgt er voor de lengte $l = 0,071$ m. = 71 mm.

De breedte van de tong heeft op de eigenfrequentie geen invloed, onder voorwaarde dat de dwarsdoorsnede van de tong rechthoekig is. Dan geldt namelijk vgl. 6.1.-(1).

Bij onze rotatiesymmetrische kroonvork is deze rechthoekvorm niet mogelijk, omdat de tongen op een ronde basis staan. We krijgen dus een zekere afronding van de tong en dientengevolge een hogere eigenfrequentie. Dit kunnen we compenseren door de lengte van de tong groter te maken bij dezelfde dikte van 10^{-3} m. = 1 mm. In ons geval kiezen we daarom niet de berekende lengte van 71 mm., maar 75 mm. Na de metingen bleek, dat dit een gelukkige keus was.

De breedte kan ook kleiner gemaakt worden om de rechthoekvorm van de dwarsdoorsnede te benaderen. Indien deze breedte echter te klein wordt gekozen kunnen ongewenste dwarstrillingen gaan optreden (zeker wanneer de vork wordt geroteerd).

Bovenstaande beschouwingen en berekeningen resulteren uiteindelijk in een vork met 12 tongen van 1 mm. dikte, 75 mm. lengte en een breedte van ca. 7 mm. (zie aanhangsel 10.2.1. voor de constructietekening). De diameter van de stemvorkbasis is 36 mm. Deze werd bepaald door het aandrijfsysteem, dat we gaan gebruiken.

6.2. Aandrijfsysteem en opstelling.

De breedte van de tongen en het aantal hangt uiteraard af van de diameter van de kroonvorkbasis. Deze basis is op zijn beurt weer afhankelijk van de keuze van het aandrijfsysteem. Hiervoor zijn we uitgegaan van het magneetsysteem van de luidspreker 9710M (Philips).

De opstelling van het gehele systeem is in fig. 6.2.-1 weergegeven.

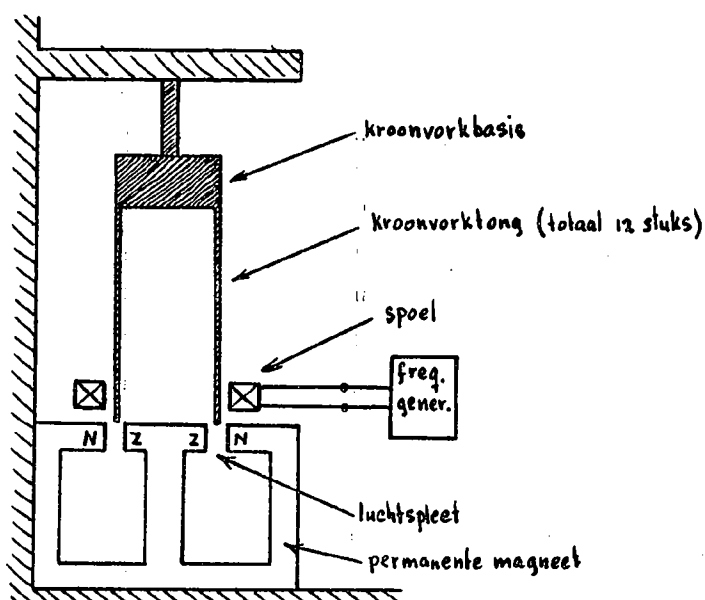


fig. 6.2.-1.

Meelopstelling van kroonvork met spoel en permanente magneet.

Ieder van de tongen is in het midden van de luchtspleet boven het magneetsysteem geplaatst. Dit impliceert dat we van het strooiveld van de luchtspleet gebruik hebben gemaakt.

De luchtspleet van het gebruikte magneetsysteem heeft een buitendiameter van 36 mm. en een binnendiameter van 33,4 mm. Vandaar dat voor de basisdiameter van de kroonvork bij het ontwerp 36 mm. is gekozen (zie ahangsel 10.2.1.).

De werking van dit aandrijfsysteem is als volgt: (zie fig. 6.2.-1.) Door de spoel met een spanning van een bepaalde frequentie te voeden, wordt ieder van de tongen afwisselend "noord" of "zuid" gemagnetiseerd. Dit resulteert in een gedwongen vibratie van de tongen boven de luchtspleet door interactie met het magneetsysteem. Deze vibratie heeft dezelfde frequentie als die van de stuurspanning, die m.b.v. de frequentiegenerator wordt verkregen. Bij een bepaalde frequentie van de stuurspanning

zal deze met de eigenfrequentie van de kroonvorktongen overeenkomen. De impedantie van de spoel is dan minimaal, zoals in hoofdstuk 4.3.3. is beschreven. Indien een oscillatorcircuit, waarin de spoel is opgenomen, op dit impedantieminimum werkt, zal de vork automatisch met zijn eigenfrequentie in trilling blijven.

Wat we dus moeten doen is: de impedantie bepalen van de spoel, wanneer de tongen van de vork zich in het luchtspleetstroomveld bevinden. N.B. Iedere tong moet zich in eenzelfde magnetisch (strooi)veld bevinden, d.w.z. het stemvorkstelsel moet zeer nauwkeurig worden uitgelijnd.

6.3. De spoelimpedantie.

Door een stroom-spanningsmeting gaan we de impedantie Z van de spoel bepalen voor verschillende frequenties. Het resultaat is weergegeven in fig. 6.3.-1. Daarin is ook aangegeven hoe het verloop is, wanneer we de tongen van de vork zouden fixeren, zodat deze geen bewegingsvrijheid hebben (steep-lijn).

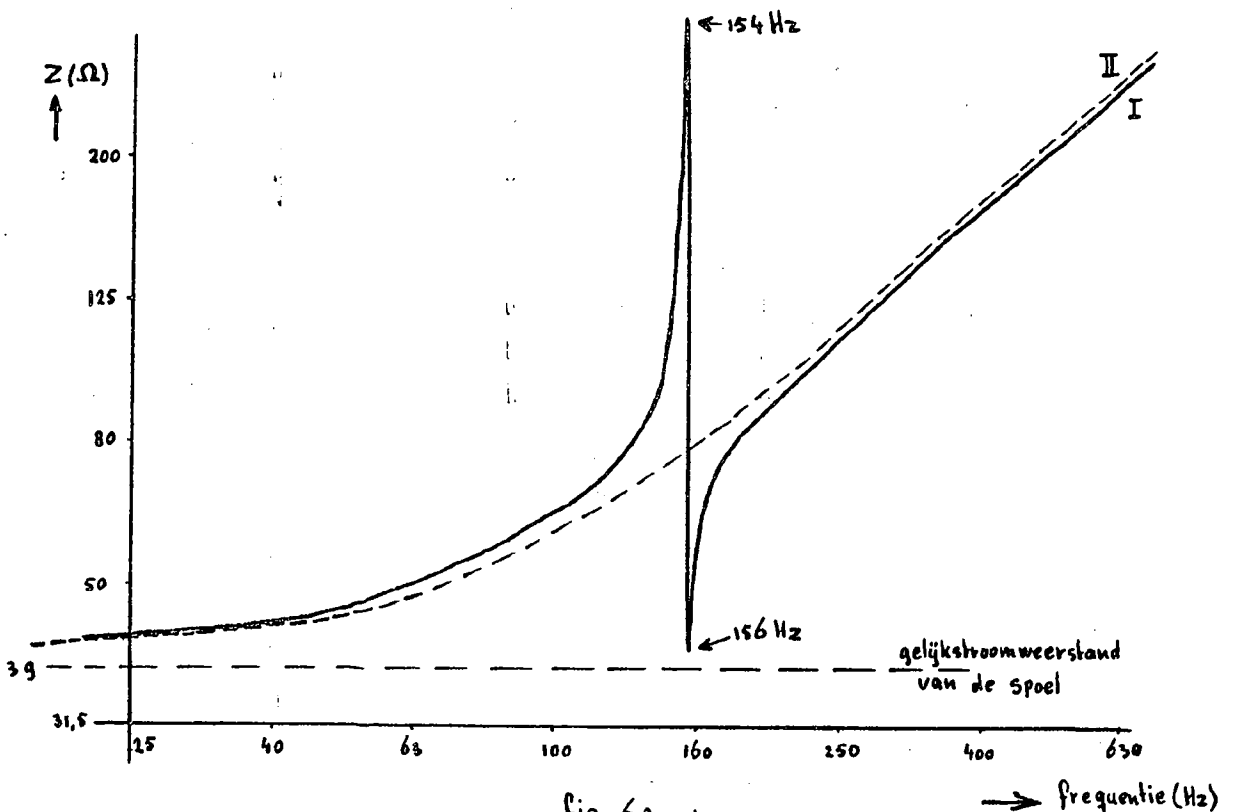


fig. 6.3.-1.

De spoelimpedantie als functie van de frequentie.

getrokken lijn I: stemvork met „vrije” tongen.

streeplijn II: stemvork met gefixeerde tongen (theoretisch).

We zien, dat er een maximum en een minimum optreden (vgl. hiermee fig. 4.3.3.-6.):

maximum bij 154 Hz. waarbij $Z \approx 300 \Omega$,

minimum bij 156 Hz. waarbij $Z \approx 42 \Omega$.

Het verloop van de impedantie komt geheel overeen met fig. 4.3.3.-6.

De eigenfrequentie is 156 Hz. De afwijking van de waarde 160 Hz. (waarvan we bij het ontwerp zijn uitgegaan) past geheel in het kader van de beschouwingen in hoofdstuk 6.1., nl.:

de materiaalconstanten zijn niet exact bekend,

de tongdoorsnede is niet rechthoekig,

de compensatie (lengte 75 mm.) is geschat.

De resonantie van de vork kan bij voldoende stuurspanning hoorbaar en zichtbaar worden gemaakt.

De impedantie van 42Ω die werd gemeten bij de eigenfrequentie ligt ca. 3Ω boven de gelijkstroomweerstand van de spoel.

Bij dit impedantieminimum is de fasedraaiing tussen stroom en spanning van de spoel nul en we zien dan dus aan de spoelingang een reële weerstand van 42Ω .

Het Nyquist-diagram verloopt globaal zoals in fig. 6.3.-2. is aangegeven.

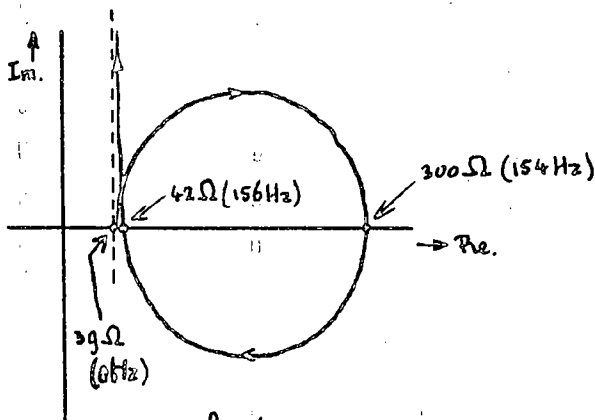


fig. 6.3.-2.

Het Nyquist-diagram (schetsmatig) voor de ingangsimpedantie.

In werkelijkheid hebben we niet één enkele spoel gebruikt, maar twee spoelen. Een spoel hiervan was binnen de tongen en de andere buitenom de tongen geplaatst. Op deze manier werd het veld t.g.v. de spoelen geconcentreerd in het gebied waar de tongen zich tussen de spoelen bevonden. In het centrum van beide spoelen werd veldopheffing verkregen door ze op de juiste wijze in serie te schakelen. Dit is echter niet essentieel voor de werking van het systeem.

6.4. De oscillator.

Na de impedantiemeting kon de volgende oscillator worden gemaakt (zie fig. 6.4.-1.), waarbij het spel-stemvork-systeem is opgenomen in de emitterleiding van een transistor (T_1).

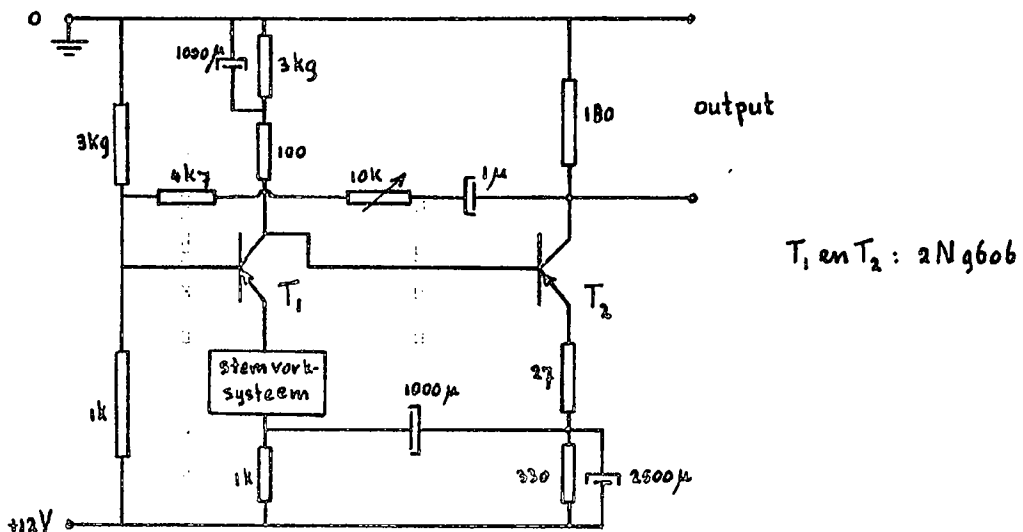


fig. 6.4.-1

De oscillatorschakeling voor het kroonvorksysteem.

Er is in de schakeling voor gezorgd, dat de rondgaande versterking gelijk is aan 1 en de fasedraaiing nul. Deze fasedraaiing kan worden ingesteld door een goede van de condensatorwaarde (1 microF.) en van de potentiometer (10 k Ω) in de terugkoppeling van de collector van T_2 naar de basis van T_1 .

Een kleine faseverschuiving t.g.v. de condensatoren in de schakeling zal de frequentieafwijking t.o.v. de eigenfrequentie van de vork niet onredelijk groot maken. Het verloop van de vorkimpedantie bij het minimum is namelijk heel sterk (zie fig. 6.3.-2.).

Uiteindelijk bleek dat de vork ging trillen met een frequentie van ca. 155 Hz.

N.B. Een mechanisch aspect, dat bij de kroonvork optreedt, is het feit, dat de tongen via de basis van de vork goed met elkaar gekoppeld moeten zijn. Als dit zo is, dan zullen alle tongen (gelijk het een goede stemvork betaamt) met dezelfde eigenfrequentie gaan trillen. Bij de gebruikte kroonvork was dit inderdaad het geval.

6.5. Rotatie van de vork.

Nadat met de kroonvorkoscillator volgens fig. 6.4.-1. was geëxperimenteerd, werd bekeken wat er gebeurde als de vork werd geroteerd. Hierbij stuitte we op de uitwaaiëring der tongen, die behoorlijk groot was.

De vork werd door een zelfaanlopende hysteresemotor met ca. 2800 omw. per min. geroteerd. (een synchroommotor om een zo constant mogelijk toerental te verkrijgen). Elke tong ging nu ca. 2 mm. naar buiten staan ten opzichte van de ruststand (bij stilstand van de motor). Uit de formules (hoofdstuk 4.3.2.) bleek dit inderdaad met de theorie overeen te komen. Met deze uitwaaiëring was bij het gekozen aandrijfsysteem geen rekening gehouden. Bij een toerental van 6000 per minuut zullen de tongen ca. 16 mm. uitwaaiëren. Het luidsprekermagneetsysteem kon niet worden gehandhaafd, omdat de tongen niet meer in het luchtspleetstroomveld bleven staan. Bij 3000 omw./min. kan hieraan nog worden tegemoetgekomen door de tongen een voorbuiging naar binnen te geven (hoewel de binnenspoel dan in de knel komt). Bij 6000 omw./min., waar we naar streven, kan deze voorbuiging niet gerealiseerd worden, omdat de ruimte tussen twee naast elkaar liggende tongen te klein is.

Een geheel andere moeilijkheid die optrad was de volgende.

Door de rotatie van de motor-as treden motortrillingen op, waarvan de frequentie stijgt met het toerental. Hierdoor kan op een zeker ogenblik tijdens het op gang komen van de motor de motortrillingen interactie gaan vertonen met de vorktrilling. Het gevolg is dat de tongen zwevingen gaan vertonen om de evenwichtsstand, die bij die bepaalde voorrotatie behoort. De amplitude van deze zwevingstrilling kan vrij groot worden t.o.v. die evenwichtsstand. Hiervoor moet nog een goede oplossing worden gevonden. In ieder geval is het gunstig, als de motor zodanig wordt gemonteerd, dat de motortrillingen beperkt worden. Ook zal een snel aanlopende motor betere resultaten geven. Na dit experiment met de kroonvork wat betreft ontwerp, oscillator en rotatiesysteem kunnen we het volgende concluderen:

6.6. Conclusies.

We hebben gezien, dat bij het ontwerpen van een kroonvork of stemvork gelet moet worden op de volgende punten:

a. het materiaal moet:

"zacht magnetisch" zijn i.v.m. de elektromagnetische aandrijving; temperatuuronafhankelijk zijn t.a.v. de elasticiteitsmodulus en de soortelijke massa.

Het meest gebruikte materiaal is Elinvar.

b. lengte en dikte van de tongen.

Hierdoor wordt bij een bepaald materiaal de eigenfrequentie bepaald.

Door lengte en dikte wordt ook enigszins de breedte vastgelegd. Deze moet groot zijn t.o.v. de dikte omdat anders ongunstige dwarstrillingen kunnen optreden.

c. de diameter van de stemvorkbasis.

Hierdoor en door de eigenfrequentie wordt bij een bepaalde rotatiesnelheid bepaald in welke mate uitwaaiering van de tongen optreedt.

Indien we een kleine uitwaaiering wenselijk achten, dan moeten we de basisdiameter zo klein mogelijk maken. We zouden ook de verhouding ω/Ω_0 kleiner kunnen maken, door de voorrotatie te wijzigen. Misschien dat dit nog een rol kan spelen bij de bepaling van de gevoeligheid volgens het compromis in hoofdstuk 4.2.5.

d. de tussenruimte tussen de tongen onderling.

Deze ruimte moet zodanig zijn dat de tongen voldoende naar binnen kunnen worden voorgebogen.

Voor het oscillatorsysteem moet aan het volgende aandacht worden besteed:

a. het permanente-magneetsysteem.

Het magneetsysteem moet concentrisch worden opgesteld t.o.v. de lengte-as van de vork, omdat de stand van de tongen t.o.v. de luchtspleet heel kritisch is bij rotatie.

b. de oscillatorschakeling.

Wellicht zal de gebruikte schakeling door een andere vervangen moeten worden, als blijkt dat de frequentieafwijking t.o.v. de eigenfrequentie toch te veel bedenkingen geeft.

c. de spoel.

Een zorgvuldig gekozen spoel (koperweerstand minimaal) zal het impedantieminimum scherper vastleggen (hogere kwaliteitsfactor). Dit kan tevens gebeuren door de luchtspleetinductie (L_0) zo klein mogelijk te kiezen (losse koppeling van aandrijfspoel met de tongen).

Wanneer met de genoemde punten in een ontwerp rekening wordt gehouden, dan biedt een dergelijk ontwerp goede perspectieven.

7. TUNINGFORK OSCILLATOR STABILIZER OS-607.

Na het experiment met de kroonvork gaan we over tot het gebruik van een twee-tongige stemvork.

Hierbij verschilt het aandrijfsysteem van dat bij de kroonvork: in plaats van één spoel hebben we nu twee spoelen (een aandrijfspoel en een pickoff-spoel), en het aandrijfsysteem moet mee roteren.

Er bestaat echter geen principiële verschil in mechanische werking tussen de kroonvork en de twee-tongige stemvork.

De twee gebruikte stemvorken zijn een handelsprodukt van Stevens Arnold Inc. onder de naam Tuningfork Oscillator Stabilizer OS-607.

7.1. Eigenschappen en aandrijving.

7.1.1. Beschrijving.

De stemvork-oscillator-stabilizer OS-607 vindt hoofdzakelijk toepassing in laagfrequentoscillatoren. Deze heeft als zodanig dezelfde functie als kwartskristallen in hoogfrequentoscillatoren. Eigenlijk is de stemvork-oscillator een afgestemde transformator, maar de koppeling tussen ingang en uitgang is mechanisch en bereikt zijn maximumwaarde bij de resonantiefrequentie van de tongen van de vork.

Door de fabrikant is het volgende opgegeven voor het gebruikte type: [zie lit.15]

- a. de frequentie ligt in de buurt van 153 Hz., nl. $153 \pm 0,5$ Hz. bij 25 °C.
- b. de temperatuurcoëfficiënt is bij gebruik van een door de fabrikant aangegeven oscillatorschakeling 0,008 % per °C.
- c. het frequentieverloop door schokken en trillen is klein.

Het gehele systeem is geassembleerd in een rechthoekig huis. Aan de onderkant heeft dit huis 5 pennen, die in een octaalvoet passen.

In fig. 7.1.1.-1. is de opbouw van de stemvork OS-607 schematisch weergegeven.

Uit deze figuur zien we, dat er twee magnetische circuits zijn. Er is een aandrijfsysteem, dat op de ene tong en een pickoff-circuit, dat op de andere tong werkt. In beide circuits zit een magneetje, dat voor de voormagnetisatie zorgdraagt.

De aandrijf- en pickoff-spoel kunnen van buiten het huis elektrisch worden bereikt via 4 van de pennen. De 5de pen ligt aan het huis en wordt in de oscillatorschakeling aan aarde gelegd.

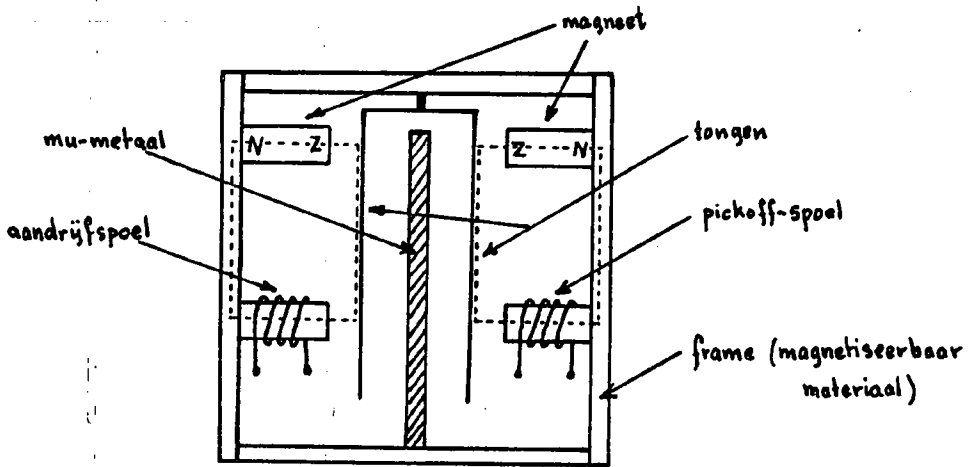


fig. 7.1.1.-1.

Opbouw van de stemvorkunit.

(stippellijnen: magnetische circuits)

Tussen de twee tongen bevindt zich een plaatje mu-metaal, zodat de twee magnetische circuits elkaar niet kunnen beïnvloeden.

Nog enige afmetingen:

stemvork: lengte van de tongen	33	mm.
breedte van de tongen	6,3	mm.
dikte van de tongen	0,25	mm.
breedte van de stemvorkbasis	4,8	mm.

huis: 23 x 30 x 45 mm.

7.1.2. Impedantiemeting.

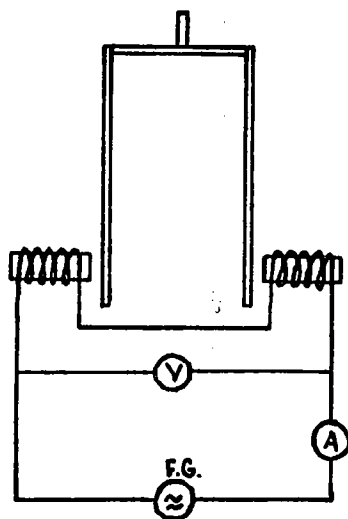
Alvorens we de stemvork in een oscillatorcircuit gaan opnemen, bepalen we het impedantieverloop, analoog aan de manier die we in hoofdstuk 6.3. hebben toegepast. Dit houdt in, dat we de ingangsimpedantie gaan bepalen van de "aandrijfspoel" als functie van de frequentie.

In hoofdstuk 6.3. gebruikten we als "aandrijfspoel" één spoel, die daar eigenlijk tegelijkertijd de functie van de aandrijving en pickoff had. Bij de OS-607 zijn deze twee functies gescheiden en worden door twee spoelen verzorgd.

Om nu toch een meting te doen analoog t.a.v. de meting in hoofdstuk 6.3. zijn aandrijf- en pickoff-spoel in serie geschakeld. Dit is zodanig gebeurt, dat bij bekrachtiging van de spoelen de tongen van de vork tegelijkertijd naar binnen of naar buiten gaan. We hebben dus a.h.w. één bekrachtigingsspoel gecreëerd.

Dit mogen we inderdaad doen, omdat de vork precies symmetrisch is wat de constructie betreft, maar ook omdat de spoelen identiek zijn. Nl. de gelijkstroomweerstand van iedere spoel is ca. 220Ω en de inductiviteit ca. 140 mH.

Het meetcircuit ziet er schematisch als volgt uit (zie fig. 7.1.2.-1.):



V: buisvoltmeter

A: mA.-meter

F.G.: frequentie-generator

fig. 7.1.2.-1

Meetopstelling met de spoelen in serie.

Het resultaat van de meting volgens fig. 7.1.2.-1. is weergegeven in fig. 7.1.2.-2. We zien hieruit de overeenkomst met wat in hoofdstuk 4.3.3. is beschreven.

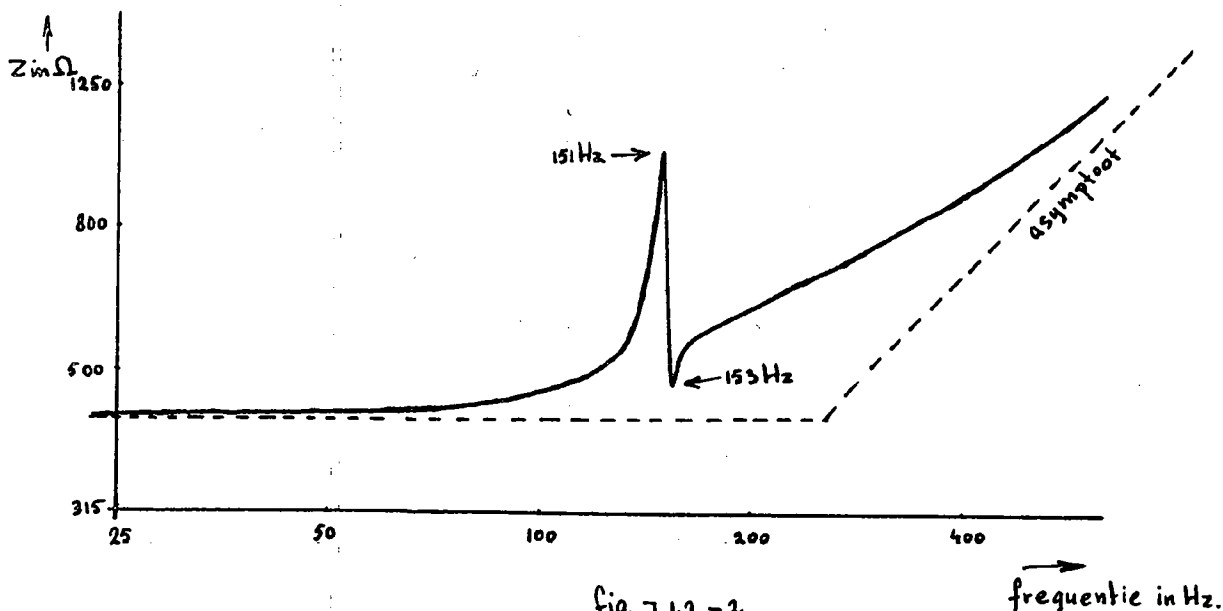


fig. 7.1.2.-2

De ingangsimpedantie $Z = \frac{V}{A}$
gemeten volgens fig. 7.1.2.-1.

We vinden: een maximum bij 151 Hz. met $Z = 1050 \Omega$

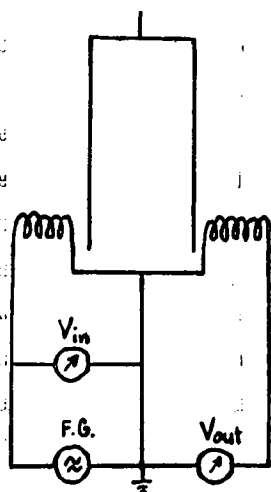
een minimum bij 153 Hz. met $Z = 500 \Omega$.

Voor lage frequenties (< 40 Hz.) wordt de gelijkstroomserieweerstand van de spoelen benaderd, nl. $2 \times 220 = 440 \Omega$.

Voor hoge frequenties (> 250 Hz.) gedraagt de ingangsimpedantie zich als een zelfinductie. De helling van de grafiek in fig. 7.1.2.-2. moet dan een factor 2 per octaaf zijn, hetgeen voor hogere frequenties bereikt zal worden (> 500 Hz.). (zie asymptoot in fig. 7.1.2.-2.).

Voor het oscillatorontwerp is het ook noodzakelijk om te weten hoe groot de koppeling is tussen aandrijfspoel en pickoff-spoel bij de resonantiefrequentie van 153 Hz. (de "transformatorwerking").

Deze meting is gedaan volgens fig. 7.1.2.-3.



V_{in} : buisvoltmeter voor de
ingangsspanning V_{in} .

V_{out} : buisvoltmeter voor de
uitgangsspanning V_{out} .

F.G.: frequentiegenerator

Fig. 7.1.2.-3.

Meting van de spoelenkoppeling.

Bij de eigenfrequentie van de vork bleek dat $\frac{V_{out}}{V_{in}} \approx 0,4$.

Uit de metingen volgens fig. 7.1.2.-1. en 7.1.2.-3 hebben we dus het volgende gevonden:

de resonantiefrequentie (eigenfrequentie) ligt bij 153 Hz.

de spoelimpedantie van iedere spoel bij 153 Hz. is 250Ω .

de koppeling tussen de spoelen bij 153 Hz. is $\frac{V_{out}}{V_{in}} = 0,4$.

de gelijkstroomweerstand van iedere spoel is 220Ω .

N.B. Door voor de twee gebruikte stemvorken dezelfde metingen te doen, bleek dat er geen merkbaar verschil tussen beide bestond.

7.1.3. Oscillatorontwerp.

Na de metingen kunnen we de oscillatorschakeling ontwerpen. Het circuit dat we het beste kunnen gebruiken was schematisch door de fabrikant aangegeven. [zie ook fig. 3, 4 en 8]

Bij de metingen is gevonden, dat bij een stuurstroom van 0,2 mA. de tongen harmonisch trillen.

Uiteindelijk is de volgende schakeling gemaakt (zie fig. 7.1.3.-1.).

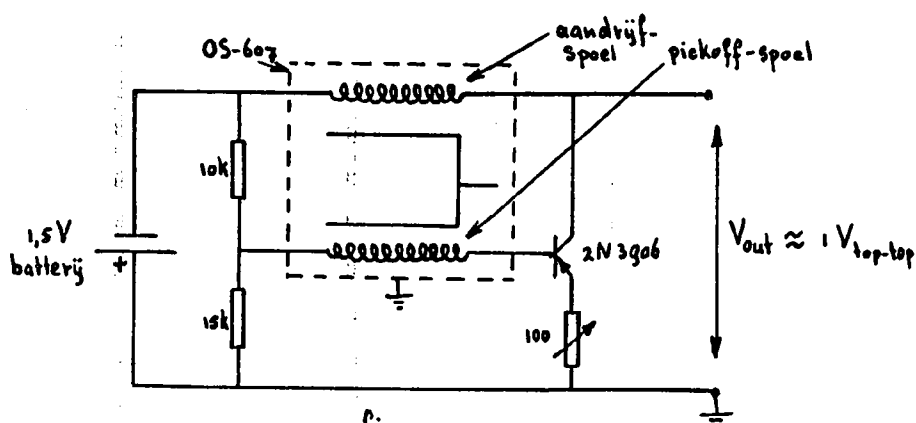


fig. 7.1.3.-1.
De oscillatorschakeling.

Het pickoff-signaal wordt versterkt doorgegeven aan de aandrijfspoel in het collectorcircuit van de transistor. Deze spoel exciteert de ene tong van de vork. Bij de eigenfrequentie van de vork wordt door de trilling van de andere tong een spanning in de pickoff-spoel opgewekt, die 0,4 maal de spanning over de aandrijfspoel is. Door deze pickoff-spanning 2,5 maal te versterken en weer aan de aandrijfspoel door te geven, hebben we ervoor gezorgd dat de rondgaande versterking = 1 is.

Omdat de totale fasedraaiing van het signaal van de pickoff-spoel via aandrijfspoel naar pickoff-spoel bij de eigenfrequentie nul is en de koppeling tussen de twee spoelen dan het grootst, zal de vork in trilling blijven met zijn eigenfrequentie.

De oscillator volgens fig. 7.1.3.-1. bleek goed te voldoen. De vork rezoneerde inderdaad met de volgens de meting in hoofdstuk 7.1.2. gevonden eigenfrequentie van 153 Hz.

N.B. De potentiometer van 100 Ohm in fig. 7.1.3.-1. moet zo worden ingesteld, dat de trilling van de tongen kan starten.

7.2. Mechanische aspecten.

Nadat we de elektrische aspecten van de stemvork hebben bekeken in hoofdstuk 7.1. gaan we over tot het ontwerp van een systeem waarmee de twee vorken om hun lengte-as kunnen worden geroteerd met 6000 omw./min. en in tegengestelde richting. Hierbij moeten we steeds in het oog houden dat we met een hoog toerental te maken hebben en tevens dat de door het systeem opgewekte mechanische trillingen beperkt moeten blijven.

7.2.1. Motoraandrijving.

Allereerst hebben we een elektromotor nodig die ca. 6000 omw./min. kan leveren.

We hebben de beschikking over twee stemvorken OS-607 die ieder een eigenfrequentie van 153 Hz. hebben. Dit geeft een waarde voor de voorrotatiesnelheid. In hoofdstuk 4.3.1. hebben we gevonden, dat $\omega/\Omega_0 = 1,62$ moet zijn naar aanleiding van hoofdstuk 4.2.5. Daar hebben we berekend, dat bij een toerental van 6000 omw./min. $\hat{=} 100$ Hz. een vork de eigenfrequentie van 162 Hz. moet hebben.

Nu hebben we echter een vork met $f_x = 153$ Hz. en dit impliceert dat we voor het toerental van de motor 5660 omw./min. $\hat{=} 94,5$ Hz. moeten kiezen. Dan is de verhouding $\omega/\Omega_0 = 1,62$ gehandhaafd.

We hebben dus een motor nodig, die toerentalen kan leveren van 5000 tot 6000 omw./min. Dan hebben we namelijk nog de mogelijkheid om door variatie van het toerental de gevoeligheid Γ volgens vgl. 4.2.5.-(1) te variëren en eventueel een beter werkpunt te bepalen (zie hoofdstuk 4.2.5.). Een eis waaraan de motor tevens moet voldoen is, dat het eenmaal ingestelde toerental zo goed mogelijk constant moet zijn.

Een en ander resulteerde in de toepassing van een gelijkstroom-compoundmotor type Rotax. Dit is een invertermotor, die gevoed wordt met 24 tot 28 volt gelijkspanning en dan een 3-fasen wisselspanning levert met een frequentie van 400 Hz. Dit is verder niet essentieel, maar wel het toerental van de as van de motor. Deze wordt namelijk gestabiliseerd rond 12000 omw./min. $\hat{=} 200$ Hz. Met een tandwieloverbrenging van 2 op 1 bereikende we hiermee de benodigde 6000 omw./min. Dit toerental is goed regelbaar in het gebied van 5200 tot 6000 omw./min. en ook is het toerental van 5660 omw./min. goed in te stellen. [zie lit.13]

Door een bij de motor behorend regelcircuit wordt het toerental constant gehouden.

7.2.2. Constructie van stemvorkhouder en sleepringen.

Om de stemvorkunit OS-607 om zijn lengte-as te kunnen roteren hebben we een houder nodig voor de unit en een lagersysteem. Naar aanleiding van de rechthoekige vorm van de stemvork en om slingeren ervan te voorkomen hebben we een systeem ontworpen, zoals in aanhangsel 10.2.2. is weergegeven.

Het rechthoekige unit-huis ⑧ zit gegoten in een messing cilinder ② m.b.v. araldit. Deze cilinder is gelagerd in een aluminiumhuis ③ door middel van twee kogellagers ④ om de cilinder. Dit huis kan op een vlakke plaat (plateau) worden gemonteerd.

Een as met een diameter van $\frac{1}{4}$ inch is aan één kant in de messing cilinder bevestigd. Door deze as te roteren, draait de stemvorkunit in het aluminiumhuis.

Aan de andere kant van de cilinder is een octaalvoet bevestigd, waarin de stemvorkpennen passen. Aan deze voet is tevens een sleepringconstructie gemonteerd, die met schroefbouten in het araldit wordt vastgezet en dus ook kan meedraaien met de messing cilinder.

Voor deze sleepringconstructie (zie aanhangsel 10.2.3.) is gebruik gemaakt van messing als basismateriaal. Dit is eerst vernikkeld en daarna verchroomd, om de loopvlakken voor de contacten, die verguld zijn, een goede slijtvastheid te geven en tevens een zo goed mogelijk contact tussen ring en sloopcontact te bewerkstelligen. Wat de beste keuze is van het materiaal voor ring en contact is nog een open vraag, voornamelijk omdat we hoge omwentelingssnelheden gebruiken. In eerste instantie is met de gedane keuze een redelijk resultaat bereikt.

De sleepringsegmenten zijn van elkaar elektrisch gescheiden door een in araldit gedrenkt dun schijfje papier.

De gebruikte contactveertjes zijn geleverd door de firma Van der Heem.

7.2.3. De opstelling met twee stemvorken.

Nadat de elektromotor is gekozen en een constructie voor de stemvorkhouder is verwezenlijkt, kunnen we het geheel gaan monteren op een vlak tableau. We moeten echter nog 3 tandwielen hebben die voor de overbrenging van de rotatie van de motoras naar de assen voor de stemvorken zorgdragen. Uiteindelijk is gekozen voor 3 visgraattandwielen. Bij deze is de speling tussen de tandwielen bij het hoge toerental beperkt. Het mate-

riaal van deze tandwielen is een kunststof die 4 maal zo sterk is als nylon: arnite (nog niet in de handel verkrijgbaar). Door hun grote slijt-
vastheid voldoen deze tandwielen uitstekend en produceren bij de hoge
toerentallen relatief weinig lawaai.

Voor de overbrengingsverhouding van de tandwielen is genomen 2 op 1 op 1.
De gehele constructie is in fig. 7.2.3.-1. weergegeven (bladz. 47).

Een grote moeilijkheid bij het monteren is het uitlijnen van de assen.
Deze moeten zo nauwkeurig mogelijk parallel lopen. Door gebruik te ma-
ken van flexibele koppelingen is dit uitlijnprobleem enigszins omzeild.
Tevens is één lager uit elke stemvorkhouder verwijderd en vervangen
door een lager buiten de houder. Hierdoor kan dit lager worden uitge-
richt t.o.v. het kogellager dat nog in de stemvorkhouder zit.

De stuurspanning van de motor moet ca. 24 volt zijn en wordt uit accu's
betrokken. De stuurstroom is nogal groot (bij 24 volt: ca. 4 A.). Wan-
neer men direct 24 volt voeding geeft krijgt de motor-as een zeer grote
versnelling. De massatraagheid van de stemvorken met hun messing cilin-
ders en ook van de tandwielen heeft echter tot gevolg, dat de flexibele
koppelingen bezwijken, omdat ze zulke grote torsiekrachten niet kunnen
verdragen. Bij abrupt uitschakelen van de stuurspanning treedt hetzelfde
effect op. Daarom wordt m.b.v. schakelaars deze spanning pas in 4 stap-
pen bereikt. De optredende versnellingen zijn dan veel kleiner.

Aldus is een soepel draaiend systeem verkregen, dat zorgt voor de voor-
rotatie van de stemvorken om hun lengte-as in tegengestelde richting.

7.2.4. Voorbuiging van de stemvorktongen.

Zoals we in hoofdstuk 4.3.2. hebben gezien kunnen de tongen van de vork
bij hoge omwentelingssnelheden nogal fiks gaan uitwaaiëren. Hiervoor is
bepalend: de afstand tussen de tongen aan de tongbases (= basisbreedte),
de eigenfrequentie f_x en de rotatiesnelheid Ω .

De gebruikte vorken OS-607 hebben een basisbreedte van 4,8 mm. en een
eigenfrequentie van 153 Hz. Bij 5660 omw./min. neemt de afstand tussen
de massamiddelpunten toe van 4,8 mm. (bij stilstand) tot 7,8 mm.

(Nl. volgens hoofdstuk 4.3.2. geldt $x_1 = 1,62 x_0$ en $x_2 = 1,62 x_0$).

Dit impliceert, dat we de tongen ieder 1,5 mm. naar binnen moeten buigen.
Bij 5660 omw./min. zullen ze dan parallel staan. De constructie van de
stemvorkunit is zodanig, dat deze voorbuiging mogelijk is. Indien de
tongen niet worden voorgebogen komen ze bij een bepaalde rotatiesnelheid

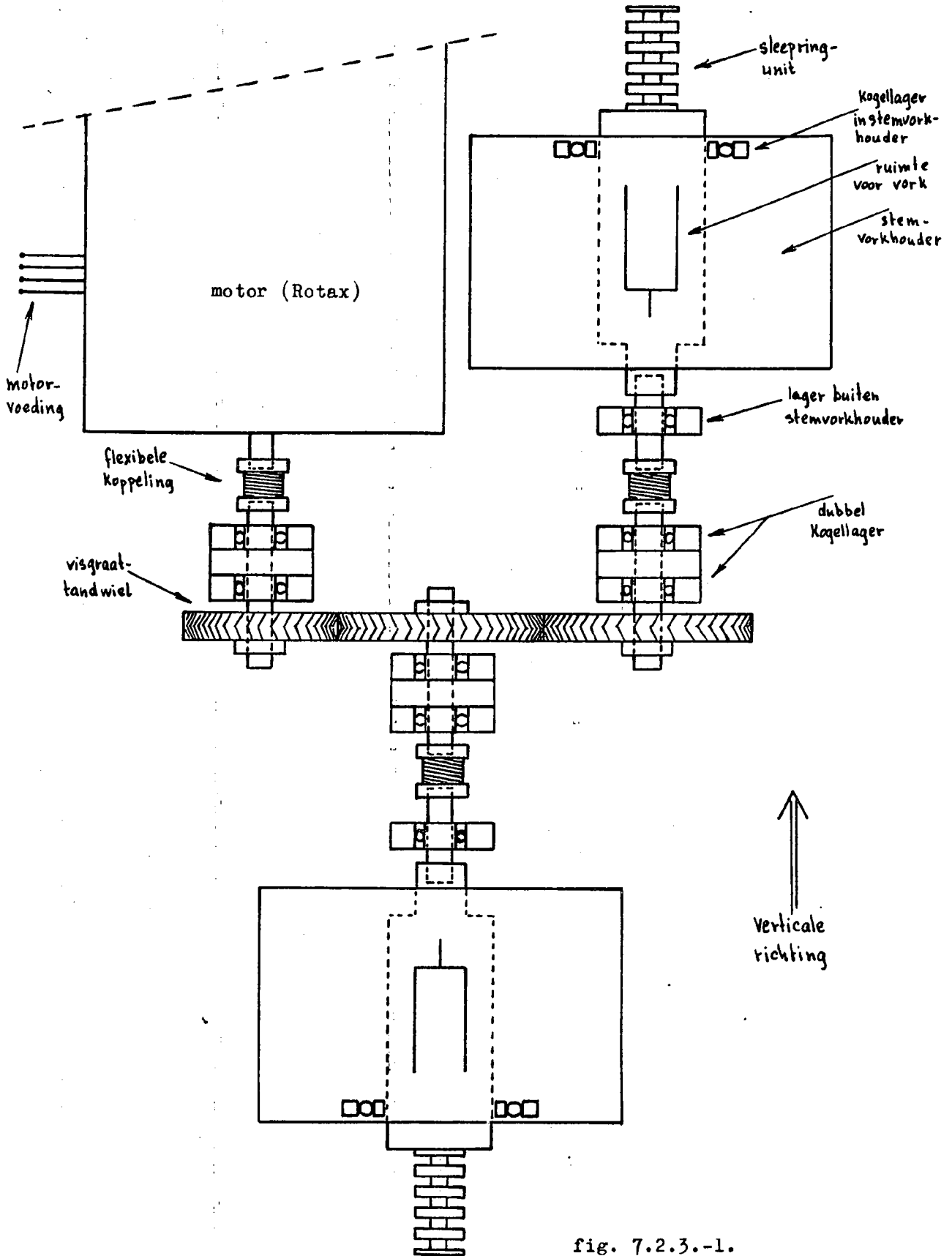


fig. 7.2.3.-1.
De gehele opstelling.

zo dicht in de buurt van de kernen van aandrijf- en pickoff-spoel, dat ze er door worden aangetrokken en er tegen vastklappen. De vorktrilling is dan bij voorbaat uitgesloten.

7.2.5. Mechanische resonantieverschijnselen.

De trillingen, die door mechanische oorzaak zullen optreden zijn van verschillende aard.

De trillingen t.g.v. het in elkaar grijpen van de tandwielen worden beperkt door de visgraattanden.

Verder kan de lagerspeling een oorzaak zijn.

De belangrijkste rol speelt echter de gebruikte motor. Door deze goed op de bevestigingsplaat te monteren kunnen we de motortrillingen enigszins in de hand houden. Toch treden er forse trillingen op bij bepaalde toerentallen van de motor. Er treedt dan een resonantie op van het hele systeem op de bevestigingsplaat. De tongen van de vork krijgen daardoor een grote amplitude, die gesuperponeerd wordt op de normale trilling. Deze ook voor de gehele opstelling funeste trilling kan worden vermeden (althans gedeeltelijk) door het toerental van de motor snel te verhogen, indien het resonantiegebied wordt doorlopen.

7.3. Resultaten.

We voeren eerst metingen uit aan één stemvork en later aan twee stemvorken tegelijk.

Het komt er steeds op neer, dat we de frequentie van de vork(en) gaan bepalen. Hiervoor gebruiken we een periodetijd/frequentie-teller.

Het stemvorksignaal wordt verkregen aan de uitgang van de oscillator-schakeling (fig. 7.1.3.-1.), waarin de stemvorkspoelen zijn opgenomen via de sleepcontacten. Bij de toerentallen van ca. 5600 omw./min. treden echter talrijke storingen op.

7.3.1. Storingen.

Signaalvervorming treedt op:

- a. bij de stemvorktrilling zelf t.g.v. de systeemtrillingen die de tongen ondervinden;

b. bij de contactveertjes t.g.v. trillen op de sleepringen, oneffenheden en vuil op het sleepringloopvlak (contactruis).

Indien de contactruis te groot is, kan de trilling van de tongen niet op gang komen of uitdempen.

Voor goede metingen is het noodzakelijk dat we een "schoon" (ruisvrij) signaal hebben, dat geschikt is voor de frequentieteller.

Hiertoe maken we een schakeling die bestaat uit een versterker, een bandfilter (doorlaatgebied van 120 to 150 Hz.) en een comparator, die van het signaal "blokken" maakt.

7.3.2. Versterker, filter en comparator.

Na bovenstaande beschouwing is overgegaan tot de realisatie van de versterker met het bandfilter en daarachter een schakeling, die van het "schoone" signaal een blokspanning maakt (zie fig. 7.3.2.-1. op bladz. 50).

Voor de schakeling zijn twee operationele versterkers LM709C gebruikt die hun voedingsspanning (+ 12 en - 12 volt) m.b.v. accu's krijgen.

Tussen de twee operationele versterkers is een bandfilter aangebracht met een doorlaatband tussen de grensfrequenties 117 en 145 Hz. Bij de eerste versterker is ook al een filterwerking verkregen door aan de ingang een serie RC-combinatie aan te brengen voor de afsnijfrequentie 117 Hz. en in de terugkoppeling over de versterker een paralleltak voor de afsnijfrequentie 145 Hz.

Tevens wordt het signaal ca. 25 maal versterkt. Dit is gedaan om de filterverzwakking (ca. 20 maal) te compenseren. Na het filter verkrijgen we op deze manier een signaal van ongeveer 1 volt (top-top), dat beneden 117 en boven 145 Hz. met 18 dB/octaaf wordt verzwakt.

De tweede operationele versterker is geschakeld als comparator m.b.v. 2 parallelgeschakelde zenerdiodes. Als over een spanning staat die groter is dan 6,8 V., dan gaat de zenerdiode geleiden, mits de polariteit goed is. Indien één van de zenerdiodes geleidt dan wordt het uitgangssignaal van de op.verst. teruggekoppeld naar de ingang (virtueel aan aarde bij op. verst.) en is de versterking van de op. verst. nul. Als beide zenerdiodes niet geleiden is de versterking zeer groot. De versterking wordt bij op.verst. namelijk bepaald door de verhouding van de impedantie in de terugkoppelleiding tot de impedantie aan de ingang van de versterker. De versterking wordt nu dus bepaald door de sperweerstand

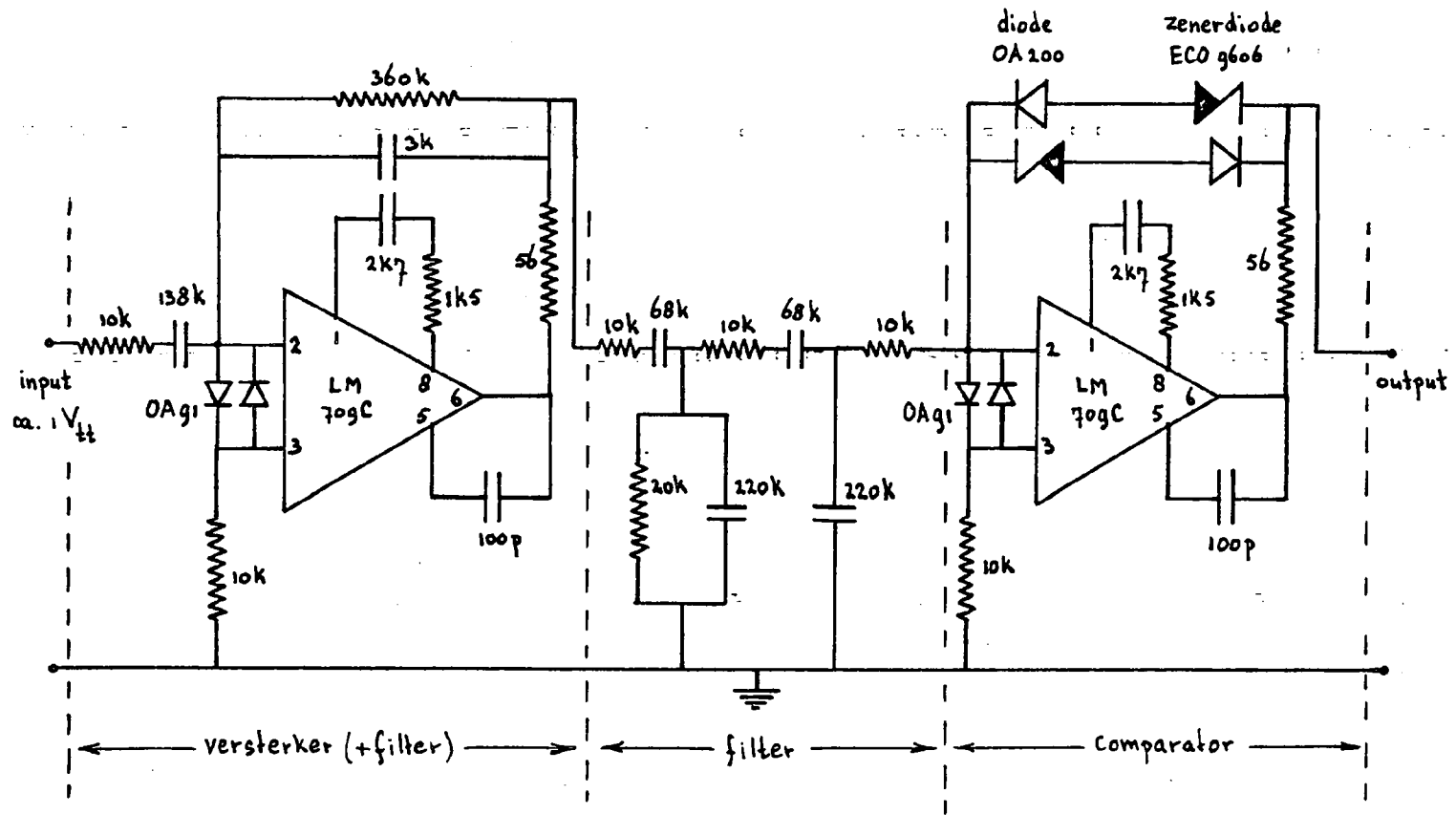


fig. 7.3.2.-1
 Schema van ontstoringsschakeling.

van de zenerdiodes. Om deze weerstand nog te verhogen (grottere versterking) is bij iedere zenerdiode (ECO 9606) een siliciumdiode (OA 200) in serie aangebracht.

Als nu het uitgangssignaal boven ca. 7 V. (zenerdiode plus diode gaan geleiden indien er $6,8 + 0,2 = 7$ V. over staat) komt, zal de ene terugkoppeltak van de parallelschakeling gaan geleiden en als het signaal kleiner is dan -7 V. zal de andere tak dit overnemen.

In deze twee gevallen is de versterking van de op.verst. nul. In het gebied tussen +7 en -7 V. is de versterking "oneindig".

Resultaat hiervan is: een bloksignaal aan de uitgang tussen -7 en +7 V. met zeer steile flanken en met dezelfde frequentie als het inputsignaal dat na het filter is gezuiverd van ruis.

N.B. De parallelschakeling van dioden (OA 91) aan de ingang van de op.verst. dient voor beveiliging van die ingang.

7.3.3. Metingen aan één stenvork.

Nu zijn we gereed voor metingen. Deze worden uitgevoerd volgens onderstaand blokschema (zie fig. 7.3.3.-1.).

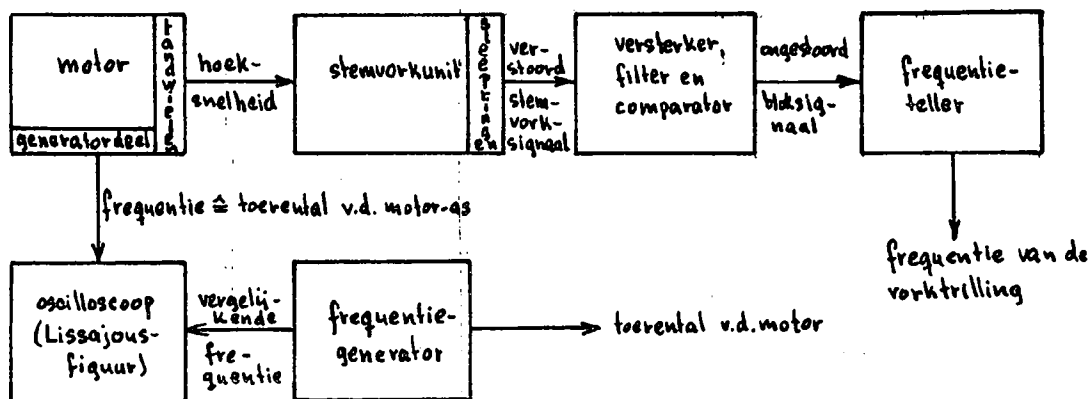


fig. 7.3.3.-1

Blokschema van de meetopstelling voor de bepaling van de vorkfrequentie als functie van de rotatiesnelheid.

Met behulp van de motor wordt de stemvork om zijn lengte-as geroteerd. Het toerental van de motor wordt bepaald m.b.v. de frequentie van het signaal van het generatorgedeelte. Daartoe wordt op de oscilloscoop m.b.v. dit signaal en dat van een frequentiegenerator een Lissajous-figuur gemaakt, die bij juiste afstemming van de frequentiegenerator een stilstaande figuur van de eerste orde moet zijn (12000 omw./min. van de motor komt overeen met een uitgangsfrequentie van het generatordeel van 400 Hz.). Door de tandwieloverbrenging van 2 op 1 wordt het toerental van max. 12000 gereduceerd tot max. 6000 omw./min. en aan de stemvorkunit toegevoerd. Deze unit bestaat uit de oscillatorschakeling waarin de stemvork is opgenomen via de sleepringen.

We gaan nu bekijken hoe de frequentie van de stemvork verloopt als functie van het toerental waarmee de stemvork roteert.

Een moeilijkheid, die nu optreedt, is dat de tongen van de vork bij elk nieuw gekozen toerental eerst een passende voorbuiging moeten krijgen, zodat ze parallel komen te staan bij het gekozen toerental. Daartoe moet de vork steeds uit z'n huis worden verwijderd. Nadat de voorbuiging is aangebracht moet de vork en de sleepringen-unit opnieuw met nauwkeurigheid worden gemonteerd en uitgelijnd. Dit is een tijdrovende zaak, maar is noodzakelijk omdat de tongen anders óf te ver van de spoelen blijven verwijderd óf er tegen vastgetrokken worden.

De metingen die gedaan zijn, zijn weergegeven in fig. 7.3.3.-2.

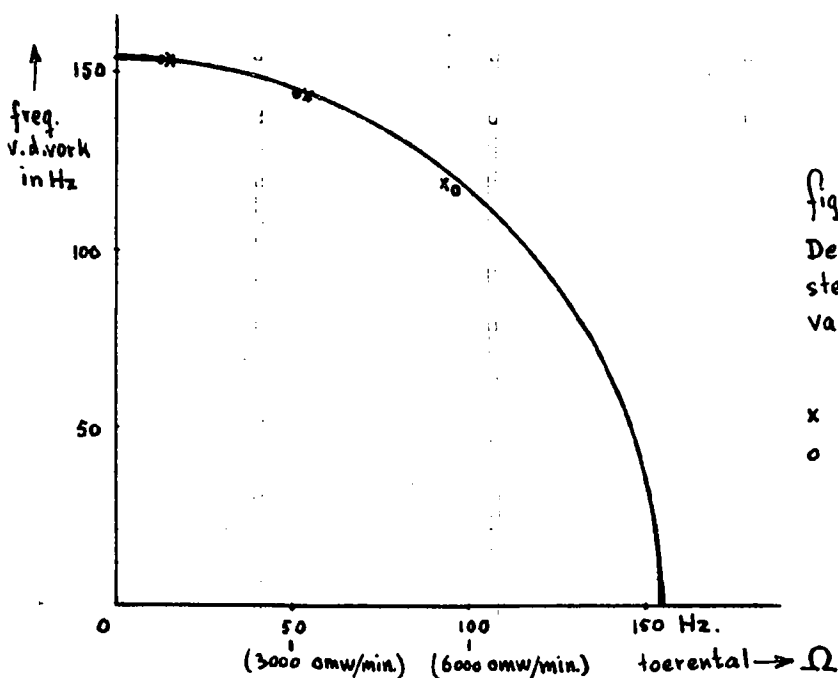


fig. 7.3.3.-2

De frequentie van de stemvork als functie van het toerental.

x vork verticaal
o vork horizontaal

We zien, dat de vorkfrequentie goed overeenkomt met het cirkelvormige verloop zoals in hoofdstuk 4.1.3. theoretisch is berekend. Er zijn twee metingen gedaan, waarbij de lengte-as van de vork zich in horizontale resp. verticale stand bevond. Tussen deze metingen traden geen markante verschillen op in de gevonden waarden.

7.3.4. Afwijkingen van de theorie.

Volgens de theorie in hoofdstuk 4.1.3. moet voor de kromme in fig. 7.3.3.-2. gelden:

$$2\pi f_b = \sqrt{\omega_x^2 - \Omega^2} \quad (\text{cirkel om de oorsprong met straal } \omega_x)$$

We zien, dat de gemeten frequentie kleiner is dan de theoretisch berekende. Bij hogere toerentallen wordt de afwijking groter. Wat hiervan de oorzaak is, is nog niet met zekerheid bekend.

In eerste instantie is gedacht aan een foutieve theoretische afleiding. Immers, we hebben de tongmaassa steeds in één punt geconcentreerd gedacht. Daarom is de berekening nog eens uitgevoerd voor het geval dat de tong-massa continu over de tonglengte is verdeeld (zoals in werkelijkheid het geval is).

Ook dit bleek echter geen aanwijzing voor de oorzaak van de afwijking te geven (zie aanhangsel 10.1.2.).

Daarna is bekeken of de stand van de vork t.o.v. het aardgravitatieveld er iets mee te maken had. Na metingen (zie fig. 7.3.3.-2.) waarbij de as van de vork zowel in horizontale als in verticale richting werd genomen, bleek dat dezelfde afwijkingen optraden.

Een mogelijke oorzaak zal kunnen liggen in de manier waarop de tongen worden voor gebogen. Na de voorbuiging zijn de tongen nog steeds recht (zie fig. 7.3.4.-1a.). Bij 6000 omw./min. echter is de stand van de tongen dan niet meer precies parallel, omdat iedere tong een "boog" vertoont (zie fig. 7.3.4.-1b.). Hierdoor kan de frequentie van de vork worden beïnvloed, omdat er geen goede harmonische trilling meer optreedt en ook omdat de centrifugaalkracht anders werkt.

Nog een opmerking over de frequentie van de vork bij stilstand van de motor (de eigenfrequentie). Uit de impedantiemeting (hoofdstuk 7.1.2.) is gebleken dat de eigenfrequentie ca. 153 Hz. is. Uit fig. 7.3.3.-2. blijkt deze 154 Hz. te zijn. Dit vindt waarschijnlijk zijn oorzaak in het feit, dat door het steeds weer voorbuigen van de vorktongen, deze

t.o.v. de spoelen zijn verschoven en tevens iets zijn gedeformeerd. Het is echter niet essentieel voor de verdere metingen dat de eigenfrequentie iets is gewijzigd.

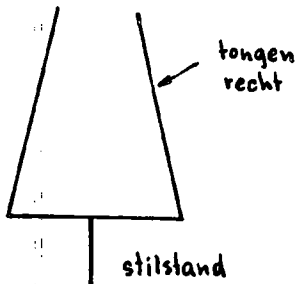


fig. 7.3.4-1a.
De vork bij stilstand

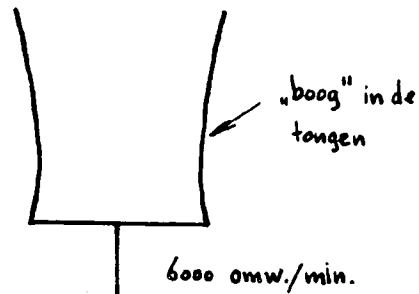


fig. 7.3.4-1b.
De vork bij 6000 omw./min.

7.3.5. Metingen aan twee stemvorken.

Voor beide stemvorken in de opstelling is eenzelfde verloop van de frequentie volgens fig. 7.3.3.-2. gevonden.

Daarna is de opstelling volgens fig. 7.2.3.-1. verticaal gemonteerd op een plateau. Dit plateau kan roteren op een vaststaand onderstel.

We gaan nu de stemvorken met ca. 5600 omw./min. d.m.v. de motor de voorrotatie geven. Dan voeren we de stemvorksignalen toe aan een oscilloscoop. Deze signalen worden afgenomen van sleepcontacten op het onderstel. M.b.v. de twee signalen wordt op de oscilloscoop een Lissajous-figuur gemaakt door ze resp. op de horizontale en verticale ingang te zetten. De meting heeft het volgende resultaat gehad:

- a. bij stilstand van het plateau ($\Omega_p = 0$) zien we op de scoop een figuur van de eerste orde, die niet stilstaat. Dit duidt op een frequentieverschil Δf , dat in dit geval ongeveer 1,5 Hz. is.
- b. door het plateau voldoende snel te roteren in de juiste richting (ca. 1 omw./sec.), kunnen we een stilstaande figuur verkrijgen.

Uit deze kwalitatieve meting mogen we concluderen, dat het frequentieverschil tussen de twee vorksignalen een maat is voor de hoeksnelheid Ω_p van het plateau, zoals in de theorie is afgeleid (vgl. 4.2.5.- (3)).

Wanneer het ons zou lukken de eigenfrequenties van de vorken nu gelijk aan elkaar te maken, zou het effect beter te zien zijn bij kleinere Ω_p -waarden. Door mechanische moeilijkheden is dit nog niet gebeurd.

7.4. Conclusies.

Als we de gevonden resultaten vergelijken met de theorie kunnen we concluderen dat:

- a. bij de metingen aan één vork (hoofdstuk 7.3.3.) het frequentieverloop klopt met de theoretisch berekende cirkelkromme, behoudens een nog niet verklaarde kleine afwijking.
- b. bij het contraroterende stemvorken-systeem inderdaad de theorie is bevestigd, wat betreft de afhankelijkheid tussen Δf en Ω_p , door de kwalitatieve meting volgens hoofdstuk 7.3.5. Door de eigenfrequenties f_x van beide vorken (en dus daarmee f_{bOI} en f_{bOII}) zo goed mogelijk aan elkaar gelijk te maken, kunnen we een nauwkeuriger meting verkrijgen.

T.a.v. de constructie van het systeem volgens fig. 7.2.3.-1. kunnen we zeggen, dat:

- a. de slepring-contactveer-overgang veel moeilijkheden oplevert en leidt tot een sterk verminkt stemvorksignaal.
- b. motortrillingen en systeemresonanties zo veel mogelijk beperkt dienen te worden.

Wat deze laatste twee punten betreft, kan het volgende advies worden gegeven:

- a. het is beter om bepaalde schakelelementen uit de oscillatorschakeling met het stemvorkhuis te laten meeroteren. Hierdoor kan het aantal slepringen beperkt worden.
- b. de stemvorkhouder (aanslag 10.2.2.), waarin de stemvorkunit draait, is nogal robuust geworden. Het is beter om de unit in te "klemmen" in een constructie, waaraan de rotatie-as is bevestigd. Deze as kan dan gelagerd worden, waardoor het grote buitenlager dat we gebruikt hebben door een kleiner kan worden vervangen.
- c. we kunnen verwachten, dat indien deze punten a. en b. worden doorgevoerd, het tandwielensysteem verkleind kan worden. Ook kan een andere motor gebruikt worden. Hierdoor zullen de motortrillingen weer beperkt blijven.

8. "UITLEESMETHODEN".

Vanwege de kleine frequentieverschillen (tot max. 2,5 Hz.), die optreden zullen we een meetmethode moeten gebruiken, die gebaseerd is op periodetijdmeting, als we snel een meetresultaat wensen.

We gaan daarom het verschil ΔT bepalen tussen de periodetijden T_I en T_{II} van de twee stemvorksignalen.

Het frequentieverschil Δf volgt dan als volgt:

$$\Delta f = f_{bI} - f_{bII} = \frac{1}{T_I} - \frac{1}{T_{II}} = \frac{T_{II} - T_I}{T_I T_{II}} = \Delta T \cdot f_{bI} f_{bII} \approx \Delta T \cdot f_{b0}^2$$

Dit impliceert, dat we de voorrotatiesnelheid Ω_0 constant moeten houden, tenzij f_{b0} meegemeten wordt.

Het periodetijdverschil ΔT kunnen we analoog of digitaal meten. Het "uitgangssignaal" is dan een maat voor het frequentieverschil en dus voor de plateaurotatiesnelheid Ω_p .

Door integratie van dit "signaal" naar de tijd kunnen we de hoek α_p bepalen, waarover het plateau is gedraaid (zie hoofdstuk 4.3.4.).

Een meetmethode is nog niet gekozen en uitgewerkt, omdat eerst de gehele meetopstelling verbeterd dient te worden. [zie ook lit.g]

9. SLOT.

9.1. Algemene slotconclusies.

Aan de conclusies onder de hoofdstukken 6.6.en 7.4. kan nog het volgende worden toegevoegd:

Het afstudeerwerk heeft aangetoond, dat het mogelijk is om rotatiesnelheden te meten met het gebruikte stemvorken-systeem.

Welke nauwkeurigheden kunnen worden bereikt, moet nog blijken, wanneer het systeem zelf verbeterd is t.a.v. de mechanische constructie.

Of het gunstiger is om een twee-tongige dan wel een meer-tongige vork toe te passen, is nog niet duidelijk. Wellicht dat beide types goede resultaten geven.

Voor beide typen geldt echter wel, dat de basisdiameter zo klein mogelijk (qua constructie) moet worden gemaakt om het hinderlijke "uitwaaieren" van de tongen zo veel mogelijk te beperken,

Het verdient verder aanbeveling om een sleepringenconstructie te vermijden of het aantal te beperken. Dit wijst erop dat het beter is om één spoel te gebruiken als elektrisch aandrijfelement en niet een aandrijfspoel en een pickoff-spoel.

Als laatste opmerking kan worden gezegd, dat de tandwielen van arniet (zie hoofdstuk 7.2.3.) uitstekend voldoen en nog geen tekenen van slijtage vertonen.

9.2. Suggesties voor verder werk.

T.a.v. de opstelling met de stemvorken OS-607 kan gezegd worden, dat de algehele constructie nog veel verbeteringen behoeft. Hier is al in hoofdstuk 7.4. over gesproken. We kunnen beter de rotatie-as aan het stemvorkhuis bevestigen m.b.v. een aanpassingsstuk. Het verdient hierbij aanbeveling, er op te letten dat de stemvork zelf van buiten af direct bereikbaar is en ook zichtbaar, zodat m.b.v. een stroboscoop de stand van de tongen tijdens het lopen, kan worden gecontroleerd en daarna indien noodzakelijk gecorrigeerd.

Nadat de mechanische aspecten zijn verbeterd, moeten de eigenfrequenties van de stemvorken zorgvuldig aan elkaar gelijk worden gemaakt, waarna m.b.v. een geschikte uitleesmethode kwantitatieve metingen kunnen worden

verricht. Wellicht volgt hieruit een betere waarde voor de gevoeligheid Γ en dus voor de verhouding ω_x/Ω .

Wat de opstelling met twee kroonvorken betreft, hiervoor is reeds een constructie ontworpen en vervaardigd. (zie aanhangsel 10.2.4.). Bij de aandrijving met een motor traden echter zodanige resonanties van de tongen op dat deze te veel uitwaaierden en tegen het frame stootten. Dit behoeft dus nog de nodige aandacht. Dit zelfde geldt voor het elektrische aandrijfsysteem, dat nog niet is aangebracht.

Een slotopmerking, die de afmetingen van de toe te passen stemvork betreft: Indien we de stemvork in zijn geheel veel kleiner gaan maken, dan gaat dit meestal gepaard met een hogere eigenfrequentie. Om de verhouding ω_x/Ω , toch op dezelfde waarde te houden, moeten we dan de voorrotatiesnelheid wijzigen. Hiervoor kunnen we een (kleinere ?) motor gebruiken, die een hoger toerental levert, ofwel een andere tandwieloverbrenging toepassen. Op het ogenblik kunnen zelfs "stemvorken" gemaakt worden, die bestaan uit tongen met een lengte van ca. 0,5 mm. en een minimale frequentie van 1000 Hz. [zie lit. II]

Wat dit voor perspectieven biedt t.a.v. de in dit afstudeerwerk gevolgde methode is vooralsnog een duistere zaak.

10. AANHANGSELS.

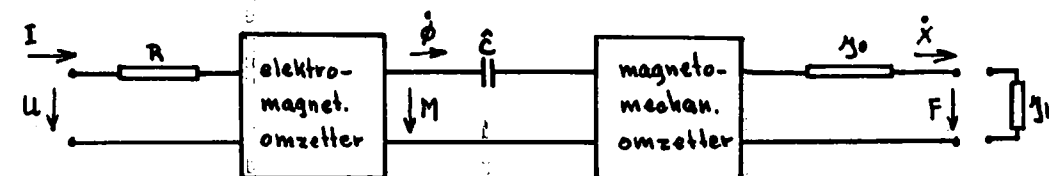
10.1. Theoretische achtergrond.

10.1.1. De elektromagnetisch-mechanische omzetter. [zie lit. 14]

Bij de elektrisch aangedreven stemvork hebben we te maken met een elektromagnetisch-mechanische omzetting.

Nl.: van een elektrisch signaal (spanning U , stroom I) op de aandrijfspool naar een magnetisch signaal in de luchtspleet (magnetische potentiaal M , fluxverandering $\dot{\phi}$) en dan naar een mechanisch signaal via de tongen (kracht F , snelheid \dot{x}).

We kunnen de omzetter ontleden in vierpolen met een eigen matrix (zie fig. 10.1.1.-1.).



matrix: $\|A\|_E$ $\|A\|_{E\mu}$ $\|A\|_{\mu}$ $\|A\|_{\mu M}$ $\|A\|_M$

fig. 10.1.1.-1.

De elektro-magnetisch-mechanische omzetter ontleed in vierpolen met bijbehorende matrices.

Met R = spoelweerstand

\hat{C} = magnetische capaciteit van de luchtspleet

J_0 = tongimpedantie

J_b = belastingsimpedantie

Vervolgens gaan we de matrices $\|A\|_{E\mu}$ en $\|A\|_{\mu M}$ bepalen, die behoren bij resp. de elektromagnetische en magnetomechanische omzetting.

a. De matrix $\|A\|_{E\mu}$ van de elektromagnetische omzetter.

We maken gebruik van de analogie:

spanning $U \leftrightarrow M$ magnetische potentiaal

stroom $I \leftrightarrow \dot{\phi}$ fluxverandering

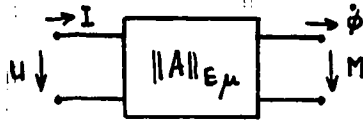
waarbij $M = H \cdot l$ met H = magnetische veldsterkte in de luchtspleet
 l = lengte van de luchtspleet

Bij een spoel met n windingen geldt:

$$U = n \cdot \dot{\phi} \quad \text{en} \quad M = H \cdot l = n \cdot I$$

ofwel:
$$\left. \begin{aligned} U &= 0 \cdot M + n \cdot \dot{\phi} \\ I &= \frac{1}{n} \cdot M + 0 \cdot \dot{\phi} \end{aligned} \right\} \rightarrow \|A\|_{E\mu} = \begin{vmatrix} 0 & n \\ \frac{1}{n} & 0 \end{vmatrix}$$

met vierpool:



b. De matrix $\|A\|_{\mu M}$ van de magnetomechanische omzetter.

We gebruiken de analogie:

magnetische potentiaal $M \leftrightarrow F$ kracht

fluxverandering $\dot{\phi} \leftrightarrow \dot{x}$ snelheid

Er geldt dat : $F = \frac{B_0}{\mu_0} \int \dot{\phi} dt$

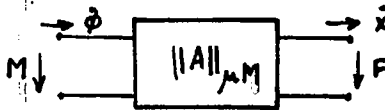
$M = -\frac{B_0}{\mu_0} x = -\frac{B_0}{\mu_0} \int \dot{x} dt$

ofwel:
$$\left. \begin{aligned} F &= 0 \cdot M + H \int \dot{\phi} dt \\ \dot{x} &= -\frac{1}{H} \frac{dM}{dt} + 0 \cdot \dot{\phi} \end{aligned} \right\} \rightarrow \|A\|_{\mu M} = \begin{vmatrix} 0 & \frac{H}{j\omega} \\ -\frac{j\omega}{H} & 0 \end{vmatrix}$$

immers voor sinusvormige signalen kunnen we :

$\int \dots dt$ door $\frac{1}{j\omega}$ en
 $\frac{d\dots}{dt}$ door $j\omega$ vervangen.

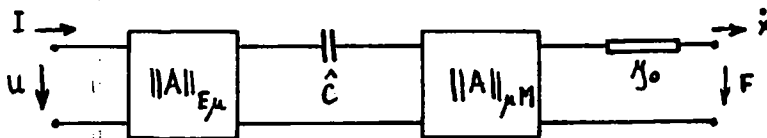
De vierpool wordt:



We moeten er wel rekening mee houden, dat H hier constant wordt verondersteld, m.a.w. alleen kleine signalen ($\phi_n \ll \phi_0$) zijn toegestaan.

c. De vierpolencombinatie.

Als resultaat van 10.1.1.a. en b. krijgen we



met matrices:
$$\begin{vmatrix} 0 & n \\ \frac{1}{n} & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & \frac{1}{j\omega C} \\ 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 0 & \frac{H}{j\omega} \\ -\frac{j\omega}{H} & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & \mu_0 \\ 0 & 1 \end{vmatrix}$$

Na vermenigvuldiging krijgen we:

$$\begin{vmatrix} -j \frac{\omega n}{H} & -j \frac{\omega n}{H} \gamma_0 \\ -\frac{1}{n \hat{C} H} & -\frac{\gamma_0}{n \hat{C} H} + \frac{H}{j \omega n} \end{vmatrix}$$

M.a.w. $-U = + j \frac{\omega n}{H} F + j \frac{\omega n}{H} \gamma_0 \dot{x}$

$$-I = + \frac{1}{n \hat{C} H} F + \left(\frac{\gamma_0}{n \hat{C} H} - \frac{H}{j \omega n} \right) \dot{x}$$

Sluiten we de uitgang kort ($F = 0$) dan is de ingangsimpedantie Z_{el} :

$$Z_{el} = \frac{U}{I} = j \omega n^2 \hat{C}$$

waarbij (omdat $\frac{M}{\phi} = \frac{1}{j \omega \ell}$): $\hat{C} = \frac{\mu A}{\ell}$ } $Z_{el} = \text{zelfinductie } L_0$
 met $L_0 = n^2 \hat{C}$

Bij open uitgang volgt voor de ingangsimpedantie Z_{el} :

$$Z_{el} = \frac{U}{I} = \frac{\gamma_0 j \frac{\omega n}{H}}{\frac{\gamma_0}{n \hat{C} H} - \frac{H}{j \omega n}} = \frac{\left(\frac{\omega n}{H} \right)^2 \gamma_0 j \omega n^2 \hat{C}}{\left(\frac{\omega n}{H} \right)^2 \gamma_0 + j \omega n^2 \hat{C}}$$

m.a.w. een parallelschakeling van twee impedanties, nl.:

$$j \omega n^2 \hat{C} \text{ en } \left(\frac{\omega n}{H} \right)^2 \gamma_0.$$

Bij het rekenen met deze impedanties moeten we rekening houden met de "abnormale" frequentieafhankelijkheid. Fysisch bestaat de impedantie niet, maar rekentechnisch is er comfortabel mee te werken.

De factor $\left(\frac{\omega n}{H} \right)^2$ komt natuurlijk ook voor de belastingsimpedantie J_b te staan.

Het uiteindelijke resultaat van de omzwerwingen onder 10.1.1.a., b. en c. is onderstaand schema (fig. 10.1.1.-2.), dat de elektromagnetisch-mechanische omzetter vervangst.

Dit schema is in hoofdstuk 4.3.3. (fig. 4.3.3.-3) gebruikt.

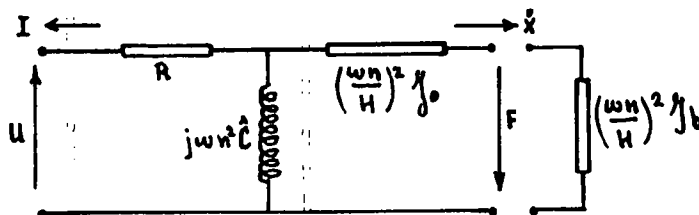


fig. 10.1.1.-2.

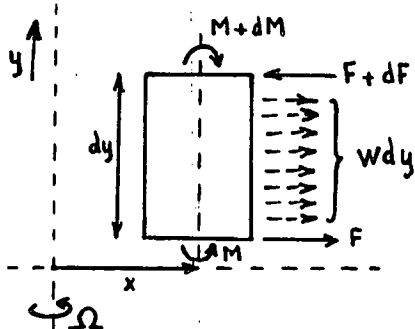
Vervangingschema voor de elektro-magnetisch-mechanische omzetter.

10.1.2. De continu verdeelde tongmassa.

Naar aanleiding van de frequentieafwijking in hoofdstuk 7.3. is hier onderzocht of de oorzaak kan liggen in het feit, dat de stemvork steeds als massa-veer-systeem is opgevat (hoofdstuk 4). We hebben de tongmassa steeds in één punt geconcentreerd gedacht. Hieronder zal worden bekeken, welk resultaat het geeft als we de massa verdeeld denken over de lengte van de tong (zoals in werkelijkheid het geval is).

Mathematisch verloopt de berekening als volgt: [zie ook lit.1]

We beschouwen een element dy van een vorktong met doorsnede A en massa dm (zie fig. 10.1.2.-1.).



M = buigmoment
 F = schuifkracht
 w = krachtdichtheid
 Ω = rotatiesnelheid van
 de tong om de y -as.

Voor het moment M dat nodig is om het element met lengte dy over een hoek ϕ te verbuigen, geldt:

$$M = \frac{E \phi A x^2}{dy}$$

Vgl. 10.1.2.- (1) met E = elasticiteitsmodulus
 A = doorsnede oppervlak van
 de tong

$$x^2 = \frac{t}{\sqrt{12}}$$

t = dikte van de tong

Voor kleine hoeken ϕ geldt:

$$\phi = - \left(\frac{\partial x}{\partial y} \right)_{y+dy} + \left(\frac{\partial x}{\partial y} \right)_y = - dy \left(\frac{\partial^2 x}{\partial y^2} \right)$$

Substitutie in vgl. 10.1.2.- (1) levert:

$$M = - E A x^2 \frac{\partial^2 x}{\partial y^2}$$

Vgl. 10.1.2.- (2)

Voor de schuifkracht F geldt: $F = \frac{\partial M}{\partial y}$ en $dF = w dy$
 met w = krachtdichtheid

$$\text{en verder } w dy = \underbrace{\rho A dy \frac{\partial^2 x}{\partial t^2}}_{\text{versnellingskracht}} + \underbrace{\rho A dy \cdot \Omega^2 x}_{\text{centrifugaalkracht}}$$

$$\text{Dus } \frac{\partial F}{\partial y} = \rho A \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \rho A \Omega^2 x = \frac{\partial^2 M}{\partial y^2}$$

M.b.v. vgl. 10.1.2.-2. verkrijgen we hieruit:

$$\frac{\partial^4 x}{\partial y^4} + \frac{\rho \Omega^2}{E \kappa^2} x + \frac{\rho}{E \kappa^2} \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = 0$$

Vgl. 10.1.2.-3)

Stel $x = X(y) \cdot e^{-i\omega t}$ dan volgt uit vgl. 10.1.2.-3)

$$\frac{\partial^4 X}{\partial y^4} = \left(\frac{\rho \omega^2}{E \kappa^2} - \frac{\rho \Omega^2}{E \kappa^2} \right) X$$

We zien dat bij $\Omega = 0$, de stemvork trilt met een cirkelfrequentie

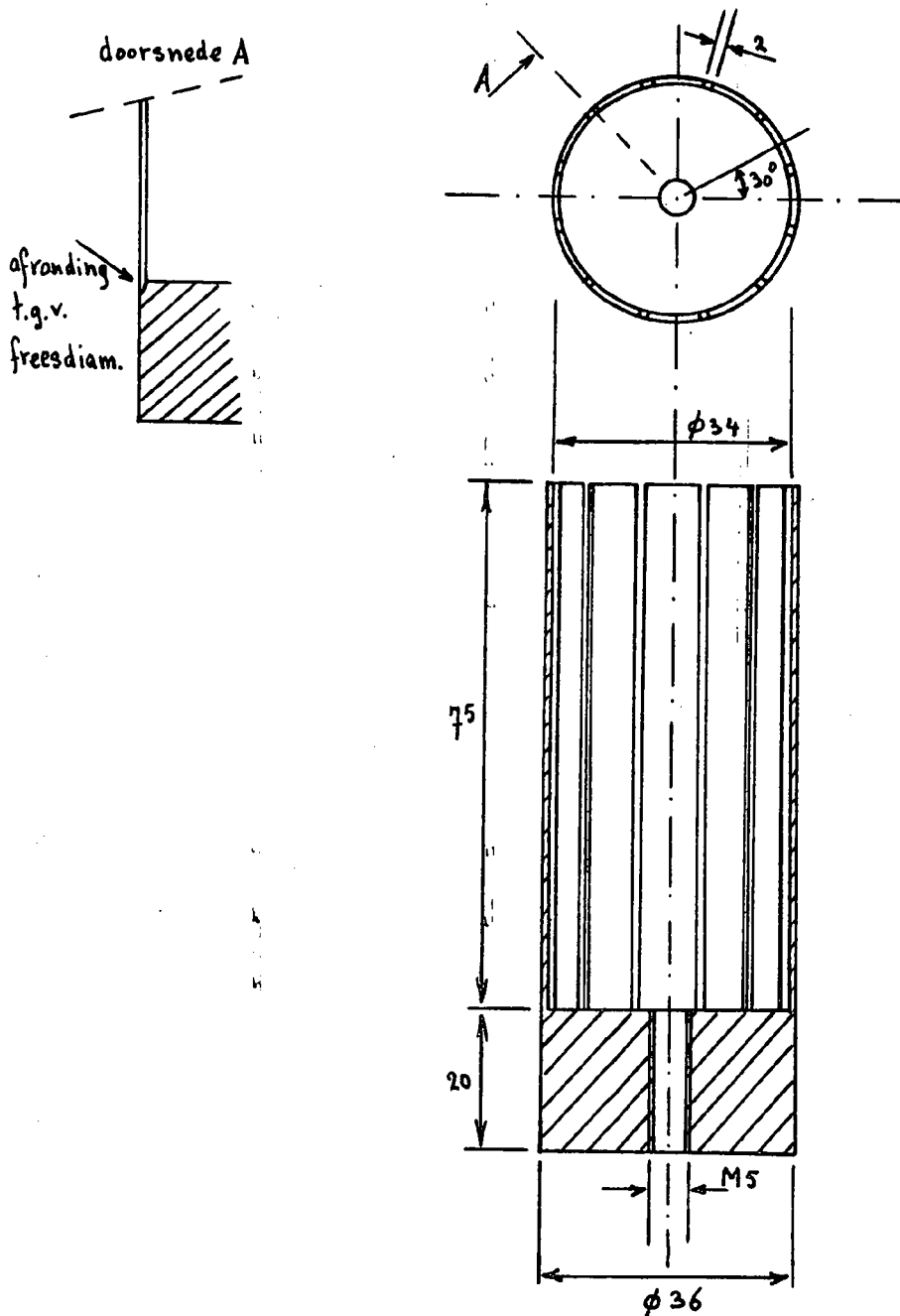
$$\omega_x = \omega.$$

Bij $\Omega \neq 0$ trilt de vork met $\omega_b = \sqrt{\omega_x^2 - \Omega^2}$

Dit is gelijk aan de uitdrukking, die we vonden bij het massa-veer-systeem.

10.2. Ontwerptekeningen.

10.2.1. Kroonvork.

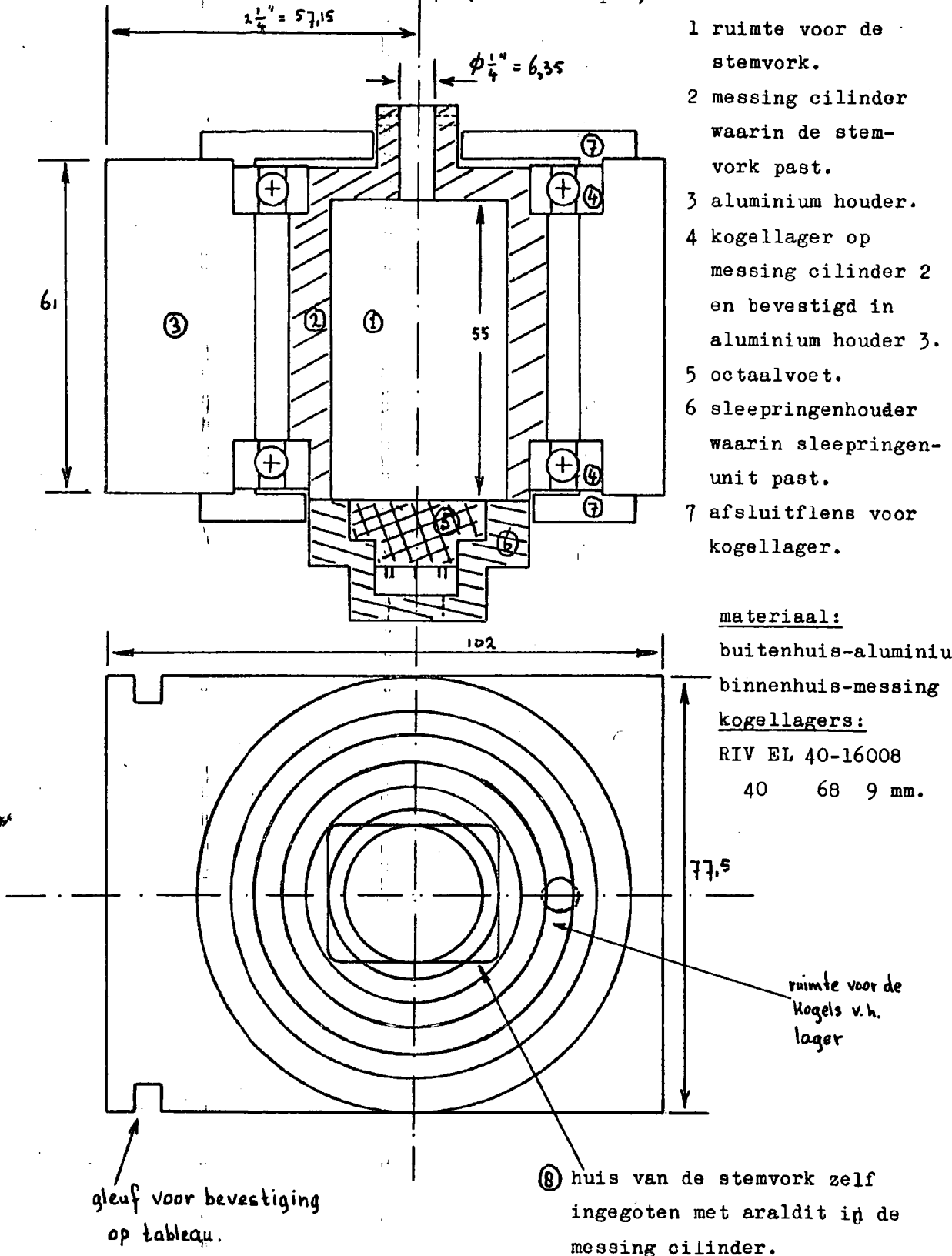


12-tongige vork met tongen van 1mm. dikte.

materiaal: automatenstaal

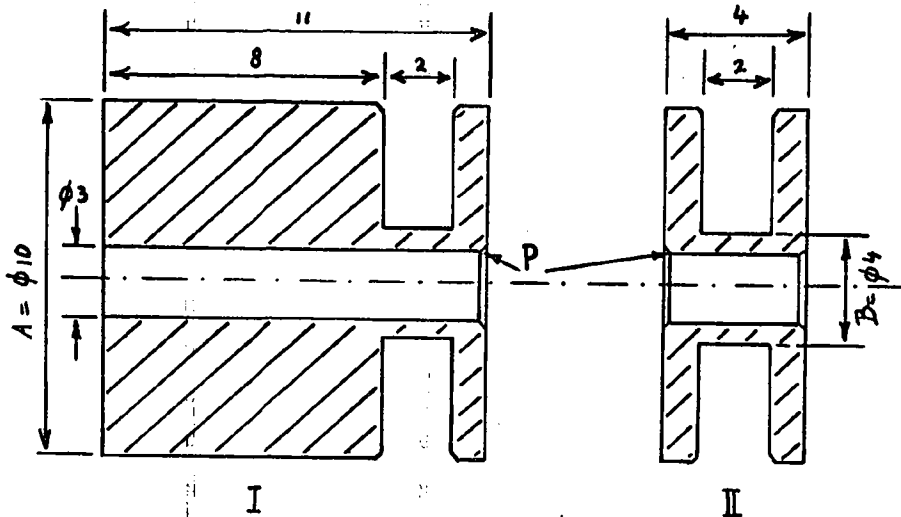
schaal 1:1

10.2.2. Stemvorkhouder voor OS-607. (schaal 1 op 1)



N.B. De uitzettingscoëfficiënt van 2 en 3 moeten eigenlijk gelijk zijn. Het is dus beter voor beide messing of aluminium te kiezen.

10.2.3. Sleepringenunit. (schaal 5 op 1)



De vlakken met diameter A en B moeten goed concentrisch worden gemonteerd.

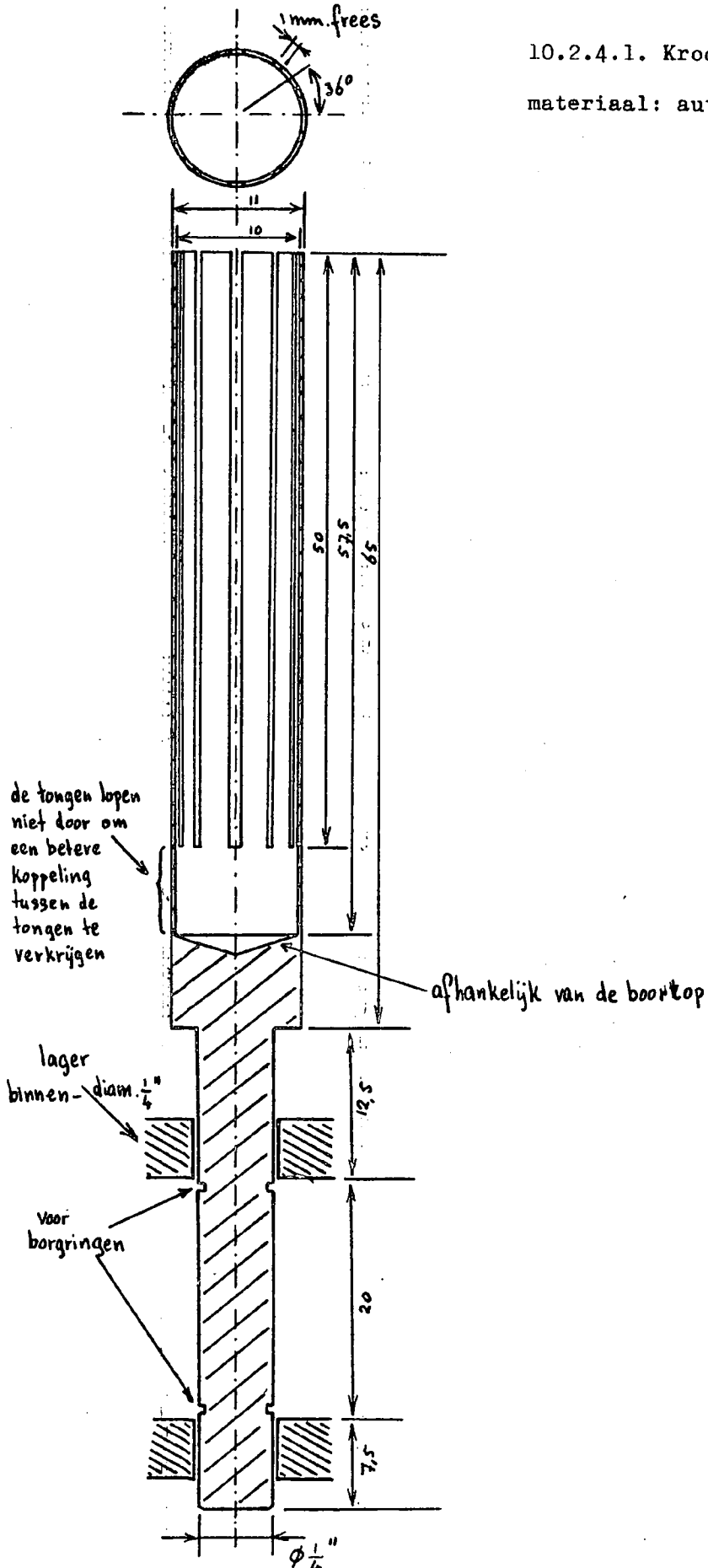
De sleepringenunit bestaat uit gedeelte I met daartegen achtereenvolgens 4 maal gedeelte II, zodat 5 loopvlakken voor de 5 sleepcontacten worden verkregen. De delen zijn aan elkaar bevestigd m.b.v. in araldit gedrenkt vloeipapier, zodat ze onderling elektrisch geïsoleerd zijn.

De aansluitdraden worden op de plaatsen P vastgesoldeerd en kunnen door het boorgat van 3 mm. diameter naar de octaalvoet worden gevoerd.

Als materiaal voor de delen I en II is messing gebruikt. Na vernikkeling zijn ze verchroomd om een slijtvast en gepolijst oppervlak te verkrijgen. Deel I is anders uitgevoerd dan deel II om de sleepringunit in de sleepringhouder te kunnen bevestigen.

Tijdens het lijmen worden de delen ter verkrijging van een goede uitlijning in een perspex-buis met een 10-mm.binnendiameter opgesloten, die na het uitharden van de lijm verwijderd wordt.

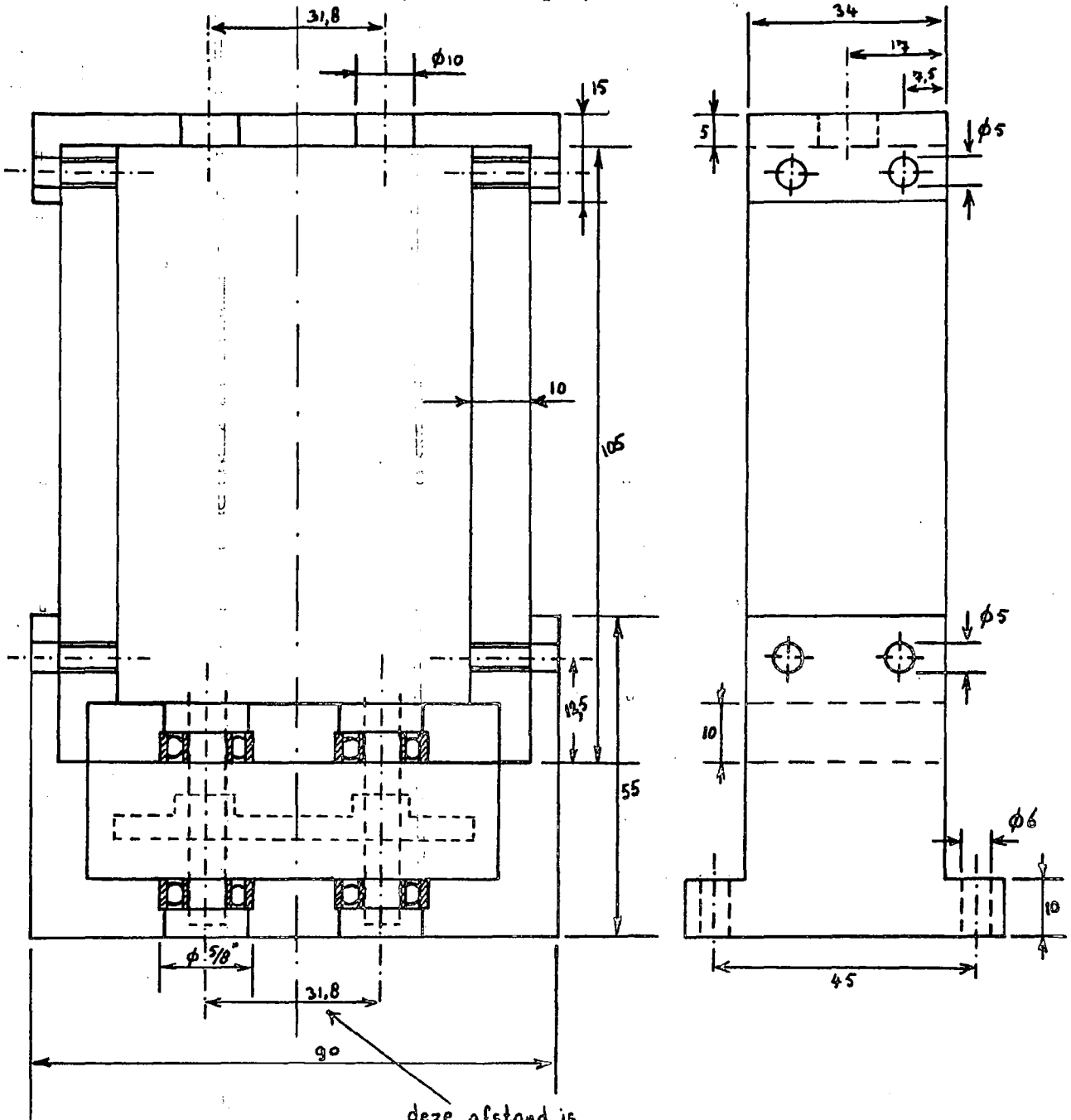
10.2.4. Constructie met twee kroonvorken.



10.2.4.1. Kroonvork.(schaal 2 op 1)

materiaal: automatenstaal

10.2.4.2. Kroonvorkenhuis. (schaal 1 op 1)



deze afstand is afhankelijk van de tandwielen

materiaal: aluminium

Eén paar kogellagers in excentrische ringen bevestigen, zodat de tandwiel-speling kan worden ingesteld.

10.3. Lijst van gebruikte symbolen. (zie ook hoofdstuk 4.2.1.)

Maateenheden.

eenheid:		bijbehorende grootheid:
A	ampère	elektr. stroom
$^{\circ}\text{C}$	graden Celsius	relatieve temperatuur
F	farad	elektr. capaciteit
H	henry	induktiviteit
Hz	hertz	frequentie
N	newton	kracht
V	volt	elektr. spanning
W	watt	vermogen
Wb	weber	magn. flux
kg	kilogram	massa
m	meter	lengte
rad	radiaal	hoek
sec	secunde	tijd
Ω	ohm	elektr. weerstand

Grootheden.

grootheid:		mksA-eenheden:
A	oppervlak	m^2
$\ A\ $	matrix van A	-
B	mech. compliantie=vering	m/N
B_{μ}	magn. inductie	Wb/m^2
C	elektr. capaciteit	F
\hat{C}	magn. capaciteit	H
E	elasticiteitsmodulus	N/m^2
F	kracht	N
H	magn. veldsterkte	A/m
I	elektr. stroomsterkte	A
J	mech. impedantie	Nsec/m
K	kracht	N
L	induktiviteit	H
M	massa	kg

M	buigmoment	Nm
M	magn. potentiaal	A
Q	kwaliteitsfactor van een reson. kring	l
R	reële elektr. weerstand	Ω
R	radius, afstand (in pol. coördin.)	m
S	mech. stijfheid	N/m
T	torsiekoppel	Nm
T	duur van een trillingsperiode	sec
U	elektr. spanning	V
W	mech. wrijving	Nsec/m
Z	elektr. impedantie	Ω
Z	mech. impedantie	Nsec/m
a	versnelling	m/sec ²
b	breedte	m
d	dikte	m
e	basis van nat. logaritmen	l
f	frequentie	Hz, periode/sec
g	versnelling t.g.v. aardgravitatie	m/sec ²
h	hoogte	m
j	eenheid van imagin. getallen	l
l	lengte	m
m	massa	kg
n	aantal windingen van een spoel	l
r	radius, afstand (in pol. coördin.)	m
t	dikte	m
t	tijd	sec
w	krachtdichtheid	N/m
x,y,z	afstand (in rechth. coördin.)	m
Γ	gevoeligheid (zie vgl. 4.2.5.-(1))	l
Ω	cirkelfrequentie, rotatiesnelheid	rad/sec
ϕ	geometrische hoek	rad
α	geometrische hoek	rad
ϵ	diëlektriciteitsconstante	F/m
μ	magn. permeabiliteitsconstante	H/m
ρ	soortelijke massa	kg/m ³
φ	fasehoek	rad
ω	cirkelfrequentie, rotatiesnelheid	rad/sec

10.4. Literatuur.

Algemeen:

Bibliotheek THE no

- Richardson, K.I.T.: CF 5501
The Gyroscope Applied, (1954).
- Hobbs, M.: NI 5901
Basics of Missile Guidance and Space Techniques, (1959).
- Savet, P.H.: EC 6109
Gyroscopes: Theory and Design, (1961).
- Mulders, C.E.:
Collegedictaat Telemetrie en Traagheidsnavigatie, (1968).

Literatuurverwijzingen:

1. Morse, P.M.: DD 4801
Vibration and Sound, (1948) p. 151-159.
2. Hunt, G.H. en Hobbs, A.E.W.: CF 6515
Development of an Accurate Tuning-fork Gyroscope.
Proc. I.M.E. 179-3E, (1964-1965) p. 129-140.
3. Butterworth, S.:
The Maintenance of a Vibrating System.
Proc. Phys. Soc. 33, (1920) p. 345-361.
4. Dye, D.:
The Valve-maintained Tuningfork as a Precision Time-standard.
Royal Soc. 103A, (1923) p. 240-261.
5. Lyman, J.L.:
A New Space Rate Sensing Instrument.
Aer. Eng. Rev., (1953) p. 24-31.
6. Lichtenstein, B.:
Gyros, Platforms, Accelerometers.
Techn. Inf. for the Engineer 3, (1963) p. 5-22.
7. Newton, G.C.:
Theory and Practice in Vibratory Rate Gyros.
Control Eng., (1963) p. 95-100.
8. Dostal, F.:
Tuningfork Frequency Control Systems.
American Time Products Bulova Watch Co. Inc., (1966).

9. Bock, R.O.:
The Vibrating String Accelerometer.
AGARD Symposium Braunschweig, (1968).
10. Gates, W.D.:
Vibrating Angular Rate Sensor.
Electronics, (1968) p. 130-135.
11. Newell, W.E.:
Miniaturization of Tuningforks.
Science 161 no. 3848, (1968) p. 1320-1327.
12. Jeuken, P.J.:
De Stemvork als Inertiële Richtingssensor.
Stagerapport Meten en Regelen TH-Eindhoven, (1967).
13. Elzen, H.C. van den :
Ontkoppeling van een Tweevoudig Regelsysteem.
Stagerapport Meten en Regelen TH-Eindhoven.
14. Huber, C.:
De Elektromagnetisch-mechanische Omzetter.
Niet gepubliceerd (aanwezig op de TH-Eindhoven afd. Elektrotechniek
groep Meten en Regelen, bij dipl.ing. C. Huber).
15. Stevens Arnold Inc.:
Tuningfork Oscillator Stabilizer OS-607.
Documentatie: vertegenw. Nederland Groenpol Amsterdam.