

# Lánchurkológépek rezgésvizsgálata

HAVAS IVÁNNÉ tanársegéd, LÁZÁR KÁROLY tanársegéd  
Budapesti Műszaki Egyetem Textiltechnológia és Könnyűipari Tanszék

## 1. BEVEZETÉS

A lánchurkológépek a textilipar legtermelékenyebb gépeinek tekinthetők. A korszerű típusok percenkénti fordulatszáma eléri, sőt meg is haladja az 1000 fordulatot. Ez a körülmény azonban gépészeti szempontból számos problémát okoz, különösen azért, mert a géprészek jelentős része különböző irányokban forgó és alternatív mozgást végez ezzel a nagy fordulatszámmal meghatározott frekvenciával. Az ily módon mozgó tömegek gerjesztő hatást keltenek, aminek következtében a velük összekapcsolt egyéb géprészek — állvány, tengelyek stb. — rezgésbe jönnek. Ezek a rezgések állandó dinamikus igénybevételt jelentenek, s ez a kötések, csapágycsok gyorsabb kopásához vezet, ami bizonyos határon felül már a gép szabatos működését is károsan befolyásolja. A túlzott géprezgések azonban nemcsak magára a gépre nézve károsak, hanem alapozásukra, vagy az őket hordó födémre is és esetleg ezeken keresztül a környezetükben levő többi gépre, sőt az ott tartózkodó kezelőszemélyzetre is.

A lengések kiküszöbölésének egyik leghatásosabb módja a forgó vagy alternáló mozgást végző tömegek kiegyensúlyozása lenne. Ehhez az volna szükséges, hogy a tömegek tehetetlenségi erejéből származó gerjesztő erővel szemben egy vele minden időpillanatban azonos nagyságú és irányú, de ellenkező értelmű erőt működtethessünk. Ezáltal a gerjesztő erőt állandóan ellensúlyozhatnánk és így a gerjesztést magát megszüntethetnénk. Ez azonban gyakorlatilag sohasem valósítható meg tökéletesen. A másik lehetőség a lengések megszüntetésére magának a mozgásnak a megakadályozása. Ehhez olyan nagy tömegű alaptömböt kellene helyezni a gép alá, amely tehetetlenségénél fogva nem tudja követni a gerjesztést és kevésbé jön mozgásba. Tökéletesen azonban ezt sem lehet megoldani, mert az alaptömb rugalmas talajon vagy épületfödémén fekszik és így maga is mechanikai lengőrendszert alkot, vagyis mozgása teljesen nem szüntethető meg. Az elmondottakból következik, hogy *a rezgéseket teljesen elkerülni nem lehet, legfeljebb olyan mértékűre csökkenteni, ami már sem a gép, sem a környezet számára nem jelent veszélyt.*

A gyakorlatban az említett két lengéscsökkentési lehetőséget együtt szokás alkalmazni. A gépen belüli gerjesztő erők minél tökéletesebb kiegyensúlyozása a gépszerkesztők feladata. Ezt a megfelelően méretezett és elhelyezett kiegyenlítő tömegekkel lehet elérni. A nagy tömegű gépállványok alkalmazásának célja az, hogy a mozgó gépkatrészek gerjesztő hatását — nagy tehetetlenségük következtében — minél kevésbé vegyék át. Az ennek ellenére mutatkozó gépmozgások minimálisra csökkentéséről — megfelelő alapozással — a gép felállításánál kell gondoskodni.

Emeleten, vagy rezgésekre különösen érzékeny környezetben (pl. finom méréseket végző laborató-

rium mellett) elhelyezett gépek esetében arról is gondoskodni kell, hogy a födémnek a rezgések ne adódjanak át. Ilyenkor magát az egész gépet tekintjük lengő tömegnek és azt megfelelően méretezett rugalmas elemekre (rugókra) állítva helyezzük el a födémre. A födém és a vele kapcsolódó épület alkotja így a gép „alapozását”. Ezt az eljárást *aktív rezgéscsökkentésnek* nevezik, ellenében a *passzív rezgéscsökkentéssel*, amelynél a környezetben jelenlevő rezgéseket kívánjuk — ugyancsak rugalmas alátétek segítségével — távol tartani az illető berendezéstől. (Mint ahogy a fentiekben kifejtettek szerint a rezgéseket teljesen megszüntetni nem lehet, nem beszélhetünk „rezgésmentesítésről”, legfeljebb a rezgések csökkentéséről.)

A magyar kötő-hurkolóipar nagyarányú fejlesztés alatt áll, amelynek kapcsán korszerű, nagy fordulatszámu lánchurkológépeket is üzembe állítanak. Ezeket az új gépeket részben a régi, lassú járatú gépek helyén emeleti helyiségekben kívánják felállítani és így felmerült az a kérdés, hogy az egy födémre elhelyezett nagyszámú gyors gép nem fog-e egymásra nézve káros rezgéseket kelteni. A probléma vizsgálatával a Budapesti Műszaki Egyetem foglalkozott, ennek eredményeit a következőkben ismertetjük.

## 2. VIZSGÁLATI KÖRÜLMÉNYEK

A megbízás értelmében a Habselyem Kötöttárugyár pesterzsébeti telepe I. emeletén elhelyezett gyors lánchurkológépeket vizsgáltuk meg abból a szempontból, hogy felépítésük és elhelyezésmódjuk mennyiben felel meg a rezgéscsökkentési irányelveknek. Megvizsgáltuk továbbá, hogy már az adott viszonyok között folyó üzemben is a gépek rezgése nem haladja-e meg a megengedhető határt, valamint azt is, hogy a rezgések nem idéznek-e elő kedvezőtlen munkafeltételeket a gépekkel dolgozók számára.

Vizsgálatainknál tekintettel kellett lennünk a sajátos üzemi adottságokra, elsősorban arra, hogy a méréseket termelő gépeken kellett elvégeznünk. Ez bizonyos mértékig akadályozta teljesen szabatos vizsgálatok elvégzését. További akadályt képezett az, hogy nem állt módunkban a gépek súlyát, a gerjesztő tömegek erőhatásait, a gépek súlypontját, és még több adatot, amely az aprólékos lengéstani vizsgálathoz elengedhetetlen lett volna, pontosan meghatározni. Ezért vizsgálatainknál általában közelítő módszerekhez kellett folyamodnunk, azonban igyekeztünk olyan eljárásokat alkalmazni, amelyek a ténylegesnél feltételezhetően inkább kedvezőtlenebb eredményt adnak és így a biztonság felé tolni el az eredményeket.

Többrendbeli helyszíni szemléink és méréseink alkalmával meg kellett állapítanunk, hogy a gépek és a födém rezgésviszonyai az időben rendkívül egyenlőtlenek. Ezt a következők magyarázzák:

a) nagymértékben kihat a rezgésviszonyokra az, hogy a teremben egyidejűleg hány gép működik;

b) befolyásolja a viszonyokat az éppen működésben levő gépek térbeli elhelyezkedése. Nem közömbös, hogy a terem közepén, vagy fal közelében működnek-e éppen a gépek. Ennek természetesen — a teremben felállított gépek számának függvényében — igen nagyszámú variánsa lehetséges, amelyek mind más és más rezgésviszonyokat teremtenek;

c) kihatással van a kialakuló rezgésviszonyokra az is, hogy az egyidejűleg működő gépek, mint a födémre ható gerjesztések milyen fázisban vannak egymáshoz és a födém lengéséhez képest. Ez függ a gépek fordulatszámától és attól, hogy egy-egy gép indítása a födémrezgés milyen fázisába esik. Itt gyakorlatilag végtelen nagy számú lehetőség van;

d) végül nem közömbös a rezgésviszonyok szempontjából az sem, hogy a gépek bruttó (tehát fonállal és kelmével együtt mérhető) súlya az időben változó és — az egész géptermet tekintve — térbelileg sem állandó a súlyeloszlás.

A bizonytalan tényezőkre vezethető vissza az is, hogy a mérési eredmények erősen szórtak.

A vizsgálandó gépek típusának megválasztásánál tekintettel voltunk arra, hogy az üzem továbbfejlesztése során milyen típusú gépekkel kívánják a gépparkot zömmel kiegészíteni. Ennek megfelelően a Wirth-gyártmányú FAVORIT és a VEB Wirkmaschinenbau (TEXTIMA) gyártmányú 5214. típusra nézve végeztünk méréseket. A vizsgálat tárgyává tett 3—3 gép főbb adatait az 1. táblázat tartalmazza.

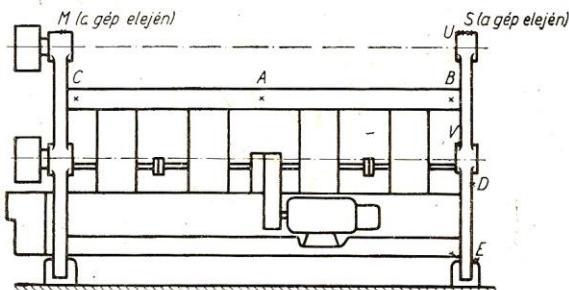
1. táblázat

|  | FAVORIT     | TEXTIMA 5214. |
|--|-------------|---------------|
| Nettó súly [kp].....                   | 2770        | 2980          |
| Bruttó súlya [kp] ...                  | 3000...3100 | 3100...3300   |
| Fordulatszám [min <sup>-1</sup> ]..... | 730...820   | 490...610     |

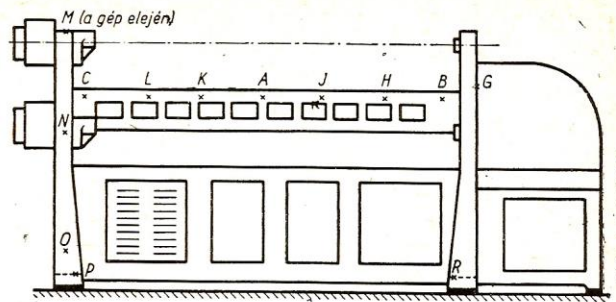
\* A mérés időpontjában érvényes közelítő adat.

A géprezgések mérésére Metallwerker gyártmányú „Tastograph B”, a födémrezgés mérésére pedig ugyanilyen gyártmányú „Vibrograph” rezgésmérőt használtunk.

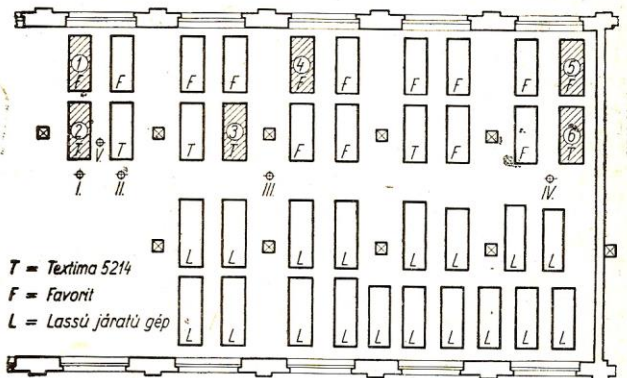
A gépek rezgéseit a FAVORIT gépeken az 1., a TEXTIMA 5214. gépeken a 2. ábrán feltüntetett



1. ábra



2. ábra



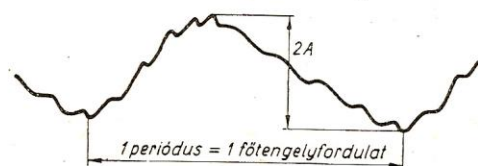
3. ábra

pontokban mértük. A vizsgált gépek a gépterem belül a 3. ábrán vonalkázással kijelölt helyeken álltak. A födémrezgés mérését a 3. ábra I—V. jelzésű pontjaiban végeztük.

### 3. A MÉRÉSEK LEFOLYTATÁSA ÉS SZÁMSZERŰ EREDMÉNYEI

#### 3.1. A géprezgések amplitúdóinak vizsgálata

A lánchurkológépek több tömegű, több szabadságfokú lengőrendszert alkotnak. Egyes, önállóan tekinthető tömegei rugalmas elemekkel kapcsolódnak egymáshoz, pl. a láncfonalakat tartalmazó tárcsák közös tengelyük révén vannak hozzáerősítve az állványhoz, ily módon az egységnek tekinthető lánchenger kétirányú lengésre képes (három szabadságfok, ha a tengely körüli forgást is figyelembe vesszük). Ugyancsak önállóan mozgó tömegeket képviselnek a létrák, a túág stb., amelyek szintén több szabadságfokkal rendelkeznek. Maga a gép önmagában is 6 szabadságfokú rendszer, rugalmas alátámasztásából adódóan. Ennek következtében az eredő rezgések időbeli lefolyását mutató görbék alakja eltér az egy tömegű, egy szabadságfokú rendszerre jellemző szinusz-görbétől. Egy, a méréseink során felvettekhez hasonló jellegzetes grafikont a 4. ábra mutat. Az ábrán



4. ábra

egyben bemutatjuk a maximális kitérés kétszeresének értelmezését is (2A).

Mivel több szabadságfokú rendszerről van szó, mindhárom fő irányban (a főtengellyel párhuzamos  $x$ , a főtengelyre merőleges vízszintes  $y$  és a főtengelyre merőleges függőleges  $z$  irányban) mutatkozik rezgés. Tapasztalatunk szerint a rezgésfolyás amplitúdója e három irányban erősen különbözik, periódusuk azonban egyező és a főtengely egy fordulatanak felel meg.

A gépek egyes helyein mért rezgésamplitúdók átlagos, ill. maximális értékét — az 1., 2. és 3. ábra jelöléseivel összhangban — a 2. táblázat tartalmazza. Az ott szereplő értékeket 10—10 mérés alapján határoztuk meg.

2. táblázat

| A gép típusa   | jelzése | A mérés        |        | Átlagos amplitúdó [ $\mu$ ] | Maximális amplitúdó [ $\mu$ ] |
|----------------|---------|----------------|--------|-----------------------------|-------------------------------|
|                |         | helye          | iránya |                             |                               |
| FAVORIT        | 1       | A              | y      | 44,0                        | 48,8                          |
|                |         | z              | 11,0   | 13,8                        |                               |
|                |         | B              | y      | 33,4                        | 40,0                          |
|                |         | z              | 8,6    | 12,5                        |                               |
|                |         | C              | y      | 16,5                        | 25,0                          |
|                |         | z              | < 6,3  | < 6,3                       |                               |
|                |         | D              | x      | < 6,3                       | < 6,3                         |
|                |         | E              | z      | 13,1                        | 17,5                          |
|                |         | M <sup>1</sup> | z      | 13,1                        | 18,7                          |
|                |         | M <sup>2</sup> | z      | 11,6                        | 16,3                          |
|                |         | S              | z      | < 6,3                       | < 6,3                         |
|                |         | U              | z      | 10,5                        | 12,5                          |
|                |         | V              | z      | 8,8                         | 10,0                          |
|                |         | X <sup>3</sup> | z      | 89,3                        | 118,8                         |
| m <sup>4</sup> | z       | 14,8           | 20,0   |                             |                               |
| TEXTIMA 5214.  | 2       | A              | y      | 97,0                        | 115,0                         |
|                |         | z              | 36,5   | 47,5                        |                               |
|                |         | B              | y      | 16,6                        | 18,8                          |
|                |         | z              | 12,0   | 18,8                        |                               |
|                |         | C              | y      | 93,0                        | 103,7                         |
|                |         | z              | 32,6   | 52,5                        |                               |
| G              | x       | 13,8           | 16,2   |                             |                               |
| H              | y       | 26,2           | 35,0   |                             |                               |
| z              | 11,7    | 13,8           |        |                             |                               |
| J              | y       | 25,9           | 32,5   |                             |                               |
| z              | 10,2    | 12,5           |        |                             |                               |
| K              | y       | 54,1           | 65,0   |                             |                               |
| z              | 13,7    | 20,0           |        |                             |                               |
| L              | y       | 57,3           | 62,5   |                             |                               |
| z              | 14,9    | 18,8           |        |                             |                               |
| M              | z       | 22,6           | 27,5   |                             |                               |
| N              | y       | 34,5           | 47,5   |                             |                               |
| O              | y       | 20,2           | 26,2   |                             |                               |
| R              | z       | 15,4           | 22,5   |                             |                               |
| X <sup>3</sup> | y       | 35,0           | 36,3   |                             |                               |
| z              | 9,1     | 13,8           |        |                             |                               |
| m <sup>4</sup> | y       | 12,6           | 16,3   |                             |                               |
| z              | 13,5    | 23,8           |        |                             |                               |
| 1              | 3       | A              | y      | 18,1                        | 22,5                          |
|                |         | z              | < 6,3  | < 6,3                       |                               |
|                |         | P              | z      | < 6,3                       | < 6,3                         |
| 6              | 6       | A              | y      | 51,0                        | 75,0                          |
|                |         | z              | 13,4   | 15,0                        |                               |
|                |         | P              | z      | 37,8                        | 50,0                          |

<sup>1</sup> A mérés idején a 2. jelű (szomszédos) gép nyugalmi helyzetben volt. A mérést az ehhez a géphez közelebb eső oldalon végeztük.

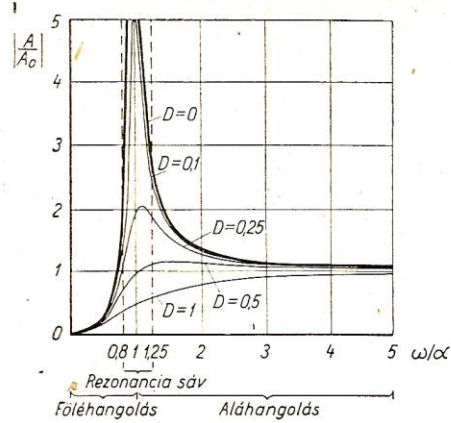
<sup>2</sup> A mérés idején a 2. jelű (szomszédos) gép üzemben volt. A mérést az ehhez a géphez közelebb eső oldalon végeztük.

<sup>3</sup> A felső lánchenger közepének rezgése, mialatt a szomszédos gép üzemben volt.

<sup>4</sup> Az alsó lánchenger közepének rezgése, mialatt a szomszédos gép üzemben volt.

### 3.2. Csillapítás

Hogy a gépeket, ill. azok felállításmódját rezgéstani szempontból értékelhessük, meg kell határozni, hogy rezgésükből adódóan azok hova



5. ábra

esnek a rezonancia-görbén. A rezonancia-görbék (5. ábra) az

$$\left| \frac{A}{A_0} \right| = \frac{\left( \frac{\omega}{\alpha} \right)^2}{\sqrt{\left( 1 - \frac{\omega^2}{\alpha^2} \right)^2 + \left( 2D \frac{\omega}{\alpha} \right)^2}} = f\left( \frac{\omega}{\alpha}; D \right)$$

függvénykapcsolatot ábrázolják, ahol a betűk jelentése a következő:

A a gerjesztett lengés amplitúdója;

A<sub>0</sub> a lengőrendszerrel azonos tömegű és azonos gerjesztésű, de szabadon lebegő (végtelen lágy rugózású) tömeg amplitúdója, vagyis úgy származtatható, hogy e tömeg kilengéseit a gerjesztésnek mint út-idő-függvénynek amplitúdójával vesszük egyenlőnek;

ω a gerjesztés körfrekvenciája, ami a jelen esetben a főtengely n fordulatszámával a következő kapcsolatban van:  $\omega = 2\pi n$ ;

α a gerjesztett tömeg (a szóbanforgó gép) saját lengésének körfrekvenciája, ami az  $\alpha = 1/\sqrt{mc}$  összefüggéséből számítható. Itt m a tömeg nagysága, c pedig a gép alatt levő rugalmas elem (rugó, gumialátét, földem) rugóállandója;

D a rezgés csillapításának mértéke.

Ahhoz, hogy a vizsgált gépek esetében meg tudjuk határozni, hogy melyik csillapításhoz tartozó rezonanciagörbének melyik pontja jellemzi őket, ismerni kell — többek között — a csillapítás (D) mértékét.

A méréshez a működésen kívül helyezett gépet (melyen tehát a gerjesztést megszüntettük) egyszeri erőimpulzussal mozgásba hoztuk és az egyre csillapodó, majd megszűnő lengést diagramon rögzítettük. A mérésre ugyanazt a Tastograph műszert használtuk, amit a géprezgések mérésére is. A diagram egy részletének másolatát a 6. ábrán mutatjuk be.

A csillapításra jellemző ún. logaritmikus dekrementum (δ) két egymást követő, azonos értelmű legnagyobb kitérés arányának természetes



6. ábra

logaritmusát jelenti. A mérési pontatlanságok kiküszöbölése érdekében nem az egymást követő, hanem távolabbi kitéréseket vettünk számításba. Ebben az esetben a logaritmikus dekrementum:

$$\delta = \frac{1}{q} \cdot \ln \frac{A_n}{A_{n+q}}$$

ahol  $q$  azt jelenti, hogy az első figyelembe vett kilengés ( $A_n$ ) után hányadik a másiknak számításba vett kilengés ( $A_{n+q}$ ).

A megvizsgált FAVORIT gépnél a következő értékekkel dolgoztunk:  $q = 9$ ,  $A_n = 6,0$  mm,  $A_{n+q} = 1,8$  mm. Ezek behelyettesítésével

$$\delta = \frac{1}{9} \cdot \ln \frac{6}{1,8} = 0,13 \text{ adódik.}$$

A logaritmikus dekrementum ismeretében a csillapítás mértéke ( $D$ ) kiszámítható a következő összefüggés alapján:

$$D = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} = \frac{0,13}{\sqrt{4 \cdot 3,14^2 + 0,13^2}} = 0,02$$

A TEXTIMA 5214. gép csillapításának vizsgálatánál felvett diagram (másolata a 7. ábra) azt mutatta, hogy a gép egyszeri erőimpulzus hatására csak egy nagyobb kilengést végez és utána rögtön visszatér a kiinduló helyzetbe, vagy legalább is nem érzékelhető kis mozgásokat végez. Így abban az értelemben, mint a FAVORIT gépnél, csillapí-



7. ábra

tásról nem beszélhetünk. A jelenség oka az, hogy — a FAVORIT gépekkel ellentétben — a gép alá helyezett rugós rezgésszigetelő talpak hatása nem érvényesülhetett, mert az állvány gumilemezekkel fel volt támasztva. Ezek igen kemény rugózást adnak.

### 3.3. A saját lengés körfrekvenciája

A 3.2. pontban ismertetett rezonancia-függvény alkalmazásához szükséges a saját lengés körfrekvenciájának ( $\alpha$ ) ismerete is. Meghatározása szintén az egyszeri erőimpulzussal mozgásba hozott gép csillapodó lengéseiről felvett diagram alapján történhet.

Méréseink szerint a FAVORIT gép csillapodó lengésének periódusa  $T = 0,562$  sec volt. A lengés körfrekvenciája:  $\gamma = 2\pi/T = 6,28/0,562 = 11,1$  sec<sup>-1</sup>.

A saját lengés körfrekvenciája és a csillapodó lengés körfrekvenciája között a következő összefüggés áll fenn:

$$\gamma = \alpha \sqrt{1 - D^2}$$

Mint hogy azonban  $D^2 = 0,02^2 \ll 1$ , megengedhető az elhanyagolása és ebben az esetben

$$\alpha \approx \gamma = 11,1 \text{ sec}^{-1}$$

A TEXTIMA 5214. gépre vonatkozó méréseinknél a csillapítás számszerűleg kimutatható nem volt, így a hatástalanított rezgésszigetelőkön álló gép saját lengési körfrekvenciáját meghatározni pontosan nem lehetett. Ez az érték azonban mindenesetre igen nagy lenne, mert az a tény, hogy a gép az erőimpulzus hatására tett egyszeri kilendülése után 0,213 sec alatt visszatért nyugalmi helyzetébe, igen nagy csillapításra vall.

### 3.4. A rezgésszigetelők rugóállandója

A rezgésszigetelők vizsgálatát a passzív rezgésszigetelés szempontjából végeztük el.

A passzív rezgéscsökkentés hatásosságának megállapításához tudni kell, hogy a gép bruttó súlya alatt a rezgésszigetelőkben alkalmazott rugók milyen mértékben nyomódnak össze. Ehhez a rugóállandók ismerete szükséges.

Vizsgálataink során a kritikusabbnak talált TEXTIMA 5214. típusú gép rezgésszigetelőinek rugóállandóját mértük meg. A gép négy lába alá kell rezgésszigetelő talpat tenni, amelyek — a kezelési utasítás előírásának megfelelően — a 8. ábra szerint helyezendők el. Az egyes talpak névleges terhelése a következő:

- a: 1170 kp
- b: 935 kp
- c: 550 kp
- d: 625 kp

E névleges terhelések összege 3280 kp, tehát körülbelül megegyezik a gépek bruttó súlyával (lásd az I. táblázatot). Az egyes rezgésszigetelő talpakon tehát a teljes súly a következő arányban oszlik meg:

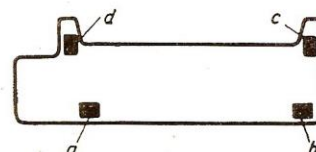
- a: 35,8%
- b: 28,5%
- c: 16,7%
- d: 19,0%

Méréseink eredményeképpen az egyes rezgésszigetelő talpak rugóállandójára kapott értékek:

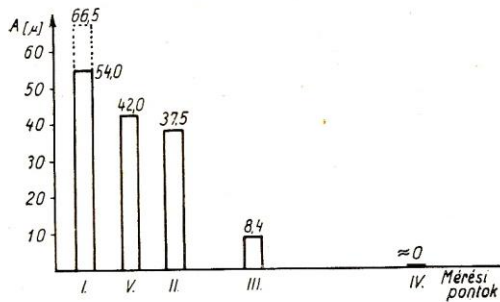
- $c_a = 0,0220$  mm/kp
- $c_b = 0,0285$  mm/kp
- $c_c = 0,0486$  mm/kp
- $c_d = 0,0445$  mm/kp

A gép súlya alatt a rezgésszigetelő talpakban elhelyezett rugók már statikus terhelésnél (tehát álló gépnél) is összenyomódnak. Az összenyomódás mértéke a rugókra jutó terhelés és a rugóállandó szorzataként számítható. Ennek megfelelően az egyes talpak statikus lesüllyedése 3300 kp bruttó súly és a fentiekben megadott százalékos súlyeloszlás figyelembevételével

- $f_a = 26,1$  mm
- $f_b = 26,8$  mm
- $f_c = 26,7$  mm
- $f_d = 27,9$  mm
- $f_{\text{át}} = 26,9$  mm



8. ábra



9. ábra

Látható, hogy az egyes értékek között nincs nagy különbség. Az átlagos 26,9 mm-től +1,0 mm, ill. -0,8 mm a legnagyobb eltérés, ami +3,72%, ill. -2,97% hibát jelent. Ezek az eltérések bizonyos mérési pontatlanságból valamint abból származhatnak, hogy nem pontosan kalibrált rugókat alkalmaztak.

### 3.5. Födémrezgés

Az alkalmazott passzív rezgésszigetelés hatássóságának megállapításához szükség volt arra, hogy a födémrezgésnek, mint gerjesztő hatásnak a mértékét ismerjük. Megjegyezzük, hogy a rezgés-szigetelés ellenőrzéséhez csak a 3. ábra I. jelű pontjában mért amplitúdó-értéket (54,0 μ) használjuk fel, mert ezt találtuk a legnagyobbaknak. Az V. jelű helyen — amely két gép között elhelyezett dobogón van — azért mértünk, hogy a rezgésnek a gépkezeltre gyakorolt hatását vizsgálhassuk. Itt a rezgés amplitúdója egyébként 42,0 μ volt.

Az I. pontban körülbelül 10—15 perc elteltével a mérést megismételtük és azt tapasztaltuk, hogy az elsőnek mért 54,0 μ-nal szemben másodszor 66,5 μ volt a rezgés amplitúdója. Látható tehát, hogy a rezgésviszonyok egy bizonyos helyen is erősen változnak, a 2. pontban említett tényezők hatására.

Megjegyzésre érdemes, hogy a III. pontban, amely oszlop közelében, és a IV. pontban, amely viszont a terem fala közelében volt, a födémrezgés amplitúdója egész kicsi; az utóbbi esetben a műszer érzékenységi határán belül volt és így a diagramról nem is kiértékelhető.

A mért értékeket a 9. ábra szemlélteti.

## 4. KÖVETKEZTETÉSEK

### 4.1. A rezgések hatása a gépre

#### 4.1.1. A rezgésamplitúdók gépészeti megengedhetőségének ellenőrzése

A gépek rezgésmentességének minőségét a rezgő mozgás különféle jellemző mennyiségeinek (amplitúdó, sebesség, gyorsulás) alapján lehet megítélni. A helyes jellemző mennyiség tekintetében az irodalomban még nincs egyértelmű állásfoglalás. A kérdés eldöntésére a Német Mérnök-egylet (VDI) alapos vizsgálatokat végzett, azonban az eredményeiket közreadó diagramokat olyan géptípusokra dolgozták ki, amelyek — nemcsak működésmódjuk, hanem alkatrészeik mozgástörvényei tekintetében is — alapvetően különböznek a lánchurkológépektől. A textilipari szakirodalom-

ban — legjobb tudomásunk szerint — nem jelent még meg olyan közlemény, ami a lánchurkológépek rezgésviszonyait vagy azok hatását tárgyalta volna. A lánchurkológépeket gyártó cégek e kérdéssel vagy nem foglalkoznak, vagy ha igen, akkor ezzel kapcsolatos eredményeiket nem publikálják.

Megfelelőbb támpont hiányában az MSZ 15009 számú magyar szabvány meglehetősen tág határokat megengedő előírásaira támaszkodva kellett eldöntenünk, hogy a vizsgált körülmények között működő lánchurkológépek — a más gépek-nél szerzett tapasztalatokkal összehasonlítva — rezgésmentességük szempontjából megfelelőek-e vagy sem. Ez a szabvány 10.3. pontjában a megfelelő rezgésmentesség biztosítására az amplitúdók nagyságát korlátozza. Adatait a 3. táblázatban foglaljuk össze:

3. táblázat

| A gép percenkénti fordulatszáma | Mengedhető amplitúdók [μ] |                     |
|---------------------------------|---------------------------|---------------------|
|                                 | függőleges irányban       | vízszintes irányban |
| 3000                            | 20                        | 50                  |
| 1500                            | 60...                     | 90...150            |
| 500                             | 100...150                 | 150...200           |

Mint a 3.1. pontban ismertettük, a gépeken különböző helyeken és irányokban végeztünk rezgésméréseket. A különböző irányokban mért amplitúdók átlagértékei közül a legnagyobbakat — géptípusonként — a 4. táblázatban foglaltuk össze, a 2. táblázat alapján. Az adatokból látható, hogy a vizsgálati időszakban fennálló körülmények között az 1500/min fordulatszámánál lassabban működő lánchurkológépek a fő rezgésirányok tekintetében megfelelőek voltak: a legnagyobb amplitúdók sem haladták meg a szabvány által megengedett értékeket.

4. táblázat

| A rezgés-mérés iránya | A legnagyobb átlagos amplitúdó |            |                      |            |
|-----------------------|--------------------------------|------------|----------------------|------------|
|                       | FAVORIT gépnél                 |            | TEXTIMA 5214. gépnél |            |
|                       | helye +                        | értéke [μ] | helye +              | értéke [μ] |
| z                     | E                              | 69,8       | P                    | 37,8       |
| y                     | A                              | 44,0       | A                    | 97,0       |
| x                     | D                              | 6,3        | G                    | 13,8       |

+ V. ö. az 1. ill. 2. ábra jelöléseivel

#### 4.1.2. Ellenőrzés a rezonancia-veszély szempontjából

Mint a 3.2. pontban már említettük, a gépek rezgéstani értékeléséhez hozzátartozik annak megállapítása, hogy hova kerülnek a rezonancia-görbén. Ehhez a főtengely-fordulatszámából következő gerjesztési körfrekvenciának ( $\omega$ ), a saját lengés körfrekvenciájának ( $\alpha$ ), valamint a csillapításnak ( $D$ ) az ismerete szükséges.

A megvizsgált FAVORIT gépeknél a főtengely percenkénti fordulatszáma 730 és 820 között volt. Ennek megfelelően a gerjesztés körfrekvenciája:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 730}{60} = 76,3 \text{ sec}^{-1}$$

illetőleg

$$\omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 820}{60} = 85,6 \text{ sec}^{-1}$$

A 3.3. pontban közölt számítás szerint a saját lengés körfrekvenciája:

$$\alpha = 11,1 \text{ sec}^{-1}$$

Végül a csillapítás (3.2. pont):

$$D = 0,02$$

Az 5. ábra szerint az  $\omega/\alpha$  viszonyra van szükség:

$$\omega/\alpha = 76,3/11,1 = 6,86$$

ill.

$$\omega/\alpha = 85,6/11,1 = 7,71$$

Mint látható, ezek olyan nagy értékek, hogy még a viszonylag kis értékű csillapítás mellett is  $|A/A_0| \approx 1$  adódik. A fenti  $\omega/\alpha$  értékek olyan távol esnek a  $0,8 \leq \omega/\alpha \leq 1,25$  határok közé eső rezonancia-sávtól, hogy a gép ebből a szempontból megfelelőnek tekinthető, még akkor is, ha — összetett lengő rendszerről lévén szó — az ajánlatos 100%-os biztonsággal dolgozunk.

A gépészeti gyakorlatban kialakult szabály az, hogy  $\omega/\alpha \cong 3 \dots 5$  legyen. A 3.3. pontban kiszámított saját lengési körfrekvencia megtartásával az az  $n$  fordulatszám, amelynél a FAVORIT gép az alsó határként megadott  $\omega/\alpha = 3$  értéket eléri, a következőképpen számítható:

$$3\alpha = \omega = \frac{2\pi n}{60}$$

ahonnan

$$n = \frac{3 \cdot 60 \cdot 11,1}{2 \cdot 3,14} = 319 \text{ min}^{-1}$$

Mivel a FAVORIT gépeket ilyen kis fordulatszámmal általában nem járatják, kimondhatjuk, hogy a gyakorlatilag használatos fordulatszámok mellett a FAVORIT gépek a rezonancia-veszély szempontjából megfelelők.

A TEXTIMA 5214. gépeknél — mint azt a 3.2., ill. 3.3. pontban kifejtettük — sem a csillapítás, sem pedig a saját lengés körfrekvenciája nem volt pontosan meghatározható. Megállapíthattuk azonban, hogy a gép — mivel a rugós rezgésszigetelő talpak hatása az állvány gumilemezekkel való alátámasztása következtében nem érvényesülhet — erősen föléhangolt alapozású. Ez a tény üzemét meglehetősen kritkiussá teszi, mert — mint az 5. ábrán látható — a  $0 \leq \omega/\alpha \leq 0,8$  szűk tartományba esik és már kis fordulatszám eltérések esetén is előfordulhat, hogy a rezonancia-sávba kerül. Ez pedig még nagy csillapításnál sem kívánatos. A föléhangolt alapozás további hátránya az, hogy a földemnek nagyobb erő adódik át, mint a gerjesztő erő, ugyanis a földemet statikus terhelésen kívül dinamikus erő is terheli. A dinamikus erő legnagyobb értékének ( $P_i$ ) és a gerjesztő erőnek ( $P_0$ ) aránya csak  $\omega/\alpha > \sqrt{2}$  esetén lehet 1-nél kisebb. A föléhangolt alapozás a  $0 \leq \omega/\alpha \leq 1$  esetnek felel meg, amikor  $|P_i/P_0| \geq 1$ , azaz a földemet érő dinamikus terhelés nagyobb, mint a gerjesztő erő. Ez a földem feleslegesen nagy igénybevételét jelenti.

Annak meghatározására, hogy a gép a rezonancia-görbe melyik pontjával lenne jellemezhető,

ha a rezgésszigetelő talpak hatása maradéktalanul érvényesülhetne, számítását végeztünk. A rezgésszigetelő talpakban elhelyezett rugóknak a gép bruttó súlya alatt történő statikus összenyomódása ugyanis a következő kapcsolatban van a rendszer önlengésének körfrekvenciájával:

$$f = \frac{g}{\alpha^2}$$

ahol  $g$  a gravitációs gyorsulás. A 3.4. pontban közöltek szerint meghatároztuk a 3300 kp bruttó súlyú gép hatására létrejövő rugóössüllyedést; ennek értéke  $f = 2,69$  cm. Az önlengés körfrekvenciája tehát:

$$\alpha = \sqrt{g/f} = \sqrt{981/2,69} = 19,1 \text{ sec}^{-1}$$

Ahhoz, hogy az előírt  $\omega/\alpha \geq 3$  értéket biztosítsuk, az szükséges, hogy a fordulatszám

$$n \geq \frac{3 \cdot 60 \cdot 19,1}{2 \cdot 3,14} = 550 \text{ min}^{-1}$$

legyen.

Hazai viszonylatban a TEXTIMA 5214. gépek gyakran járnak e körüli, vagy ennél még kisebb fordulatszámmal. Ilyen körülmények között nyugodt járás nem biztosítható. Amennyiben a rezgésszigetelő talpak működését lehetővé teszik, célszerűnek látszik az 550  $\text{min}^{-1}$  feletti fordulatszám.

#### 4.1.3. A géprezgések hatása a szemképzés tökéletességére

A szemképző eszközök illetve az azokat hordó sínek — tehetetlenségük következtében — nem követik pontosan a gépállvány rezgéseit. Emiatt ezen alkatrészek és a gépállvány között relatív elmozdulás tapasztalható, sőt, hasonló jelenség mutatkozik az egyes sínek között is. Ez a tény a szemképzés tökéletességére kihatással lehet, amennyiben olyan mértéket ölt, hogy az már a szemképző eszközök pontos együttműködését gátolja, vagy legalábbis zavarja.

Vizsgálataink azt mutatták, hogy a gépeknek a főtengellyel párhuzamos irányú rezgése nagyon csekély (v. ö. a 2. táblázattal), amit az magyaráz, hogy ilyen irányú mozgást csak a létrák és az azokkal kapcsolódó egyes mozgatószervek végeznek. Ezek tömege az egész géphez viszonyítva elenyésző és így gerjesztő hatásuk is minimális. De ettől eltekintve is, ebben az irányban a szemképző eszközöket tartó sínek szerkezetüknél fogva nem képesek a rendeltetészerűtől eltérő mozgásra és így az ilyen irányú rezgésnek káros befolyása nincs.

A főtengelyre merőleges irányban ható rezgések ezzel szemben már előidézhetik egyes sínek tehetetlenség okozta deformációját. Ennek veszélyét az illető sínek szerkezeti kialakítása (merezítések), valamint megfogásuk módja és a megfogások közti szabad részek hossza erősen befolyásolja. A tapasztalat azt mutatja, hogy a rezgések következtében sem a préslec, sem a túágy, de a platinasor és a létrák sem szenvednek olyan mértékű deformációkat, amelyek szabályos együtt-

működésüket zavarnák. Csak a lánchengereknél találtunk nagymértékű rezgéseket, ami a kelme minőségében érezhető hatását.

A lánchengerek rezgését műszerrel is mértük (lásd a 2. táblázatot).

Azt találtuk, hogy a *FAVORIT* gépen a felső lánchenger igen erős mozgásban van: a rezgés amplitúdója átlagosan  $89,3 \mu$ , az alsó lánchengeré kisebb: átlag  $14,8 \mu$ . Ennek hatása fonalfeszültség eltérésekben nyilvánul meg a lánchenger közepén és szélén elhelyezett fonalak között, ami a kelme csikozottságát eredményezheti.

Meg kell jegyeznünk, hogy a fenti adatok a lánchengernek a födémhez képest jelentkező rezgéseit mutatják, nem pedig a gépállványhoz viszonyított mozgásokat. Így ezekben benne vannak a gépállvány mozgásai is, amelyeket megbízhatóan elkülöníteni nem lehetett. A felső lánchengeren folytatott méréshez legközelebb eső olyan pont, amely az állványhoz tartozik és amelyen rezgésmérést végeztünk, az  $A$  pont. Itt az átlagos rezgésamplitúdó (2. táblázat)  $11 \mu$  volt, tehát kb. nyolcada a lánchenger mozgásának. Eszerint a lánchenger az állványhoz viszonyítva is tekintélyes lengést végez. Az alsó lánchenger — úgy látszik — alig végzett az állványhoz képest relatív rezgést. Ez összefüggésben lehet azzal is, hogy a mérés idején az alsó lánchenger lassabban forgott, mint a felső.

A *FAVORIT* gép lánchengereinek — és elsősorban a felső lánchengernek — erős rezgését elkerülendő, a gépet előállító gyár is alkalmaz újabb típusú gépei közepén hengerkitámasztót. Ennek hátránya azonban az, hogy csak páros számú részhenger (tárcsa) alkalmazásánál használható, mert a részhengereket tartó tengelyt át kell rajta fűzni. Emiatt páratlan számú tárcsát szimmetrikusan nem lehetne elhelyezni.

A *TEXTIMA 5214. gépen* azt találtuk, hogy a felső lánchenger függőleges irányban alig, vízszintes irányban erősebben rezeg ( $9,1 \mu$  a  $35,0 \mu$ -nal szemben). Az alsó lánchengerrel a kétirányú rezgés között alig van különbség és mindkettőnek az értéke elég kicsi ( $13,5 \mu$  illetve  $12,6 \mu$ ). Ezen a gépen tehát kedvezőbb körülményeket tapasztaltunk.

Feltételezhető, hogy amennyiben a *TEXTIMA 5214. gépen* felszabadítanák a rezgésszigetelő talpkat és így a gépállvány a jelenleginél nagyobb amplitúdójú rezgéseket végezhetne, a lánchengerek rezgése is megnövekedne a jelenlegihez képest.

A lánchenger rezgéseinek értékelésénél nem szabad figyelmen kívül hagyni azt a körülményt, hogy a rezgésviszonyokat a lánchengerek telítettsége és súlya erősen befolyásolja. Mérési eredményeink egy bizonyos lánchenger-telítettségre vonatkoznak.

#### 4.2. A passzív rezgés csillapítás hatásosságának vizsgálata.

A passzív rezgés csillapítás módja az, hogy a gépet megfelelően lágy rugókra helyezve, a rendszert kis lengésszámú lengőrendszerre alakítjuk át.

A födémrezgés és az ennek hatására létrejövő járulékos géprezgés amplitúdójának viszonyát a következő összefüggés fejezi ki:

$$A_j = |\nu| \cdot A_f$$

ahol  $A_j$  a járulékos géprezgés amplitúdója,  
 $\nu$  az ún. nagyítási tényező,  
 $A_f$  a födémrezgés amplitúdója.

A nagyítási tényező kiszámítására a

$$\nu = \frac{\alpha^2}{\alpha^2 - \omega_f^2}$$

képlet szolgál, ahol  $\omega_f$  a födémrezgésnek, mint gerjesztő hatásnak a körfrekvenciája. A födém rezgésével kapcsolatban végzett méréseink közül itt azt vesszük figyelembe, amit a 3. ábrán feltüntetett I. pontban mértünk, mint maximális értéket (9. ábra). A födémrezgés maximális amplitúdója itt a mérés idején  $A_f = 66,5 \mu$ , körfrekvenciája pedig  $\omega_f = 55,1 \text{ sec}^{-1}$  volt.

A *FAVORIT* gépnél a nagyítási tényező ( $\alpha = 11,1 \text{ sec}^{-1}$  értéknél):

$$\nu = \frac{11,1^2}{11,1^2 - 55,1^2} = -0,042$$

Ezzel a gépnek átadódó járulékos rezgés amplitúdója:

$$A_j = |-0,042| \cdot 66,5 = 2,8 \mu.$$

Látható, hogy a gépállvány függőleges rezgéseire képest (vö. a 2. táblázat adataival) ez igen csekély.

A *TEXTIMA* gép saját lengésének körfrekvenciáját a 4.1.2. pontban számítottuk ki, annak feltételezésével, hogy a rezgésszigetelő talpak hatása szabadon érvényesülhet. A most következő megállapítások tehát csak erre az esetre érvényesek és nem a jelenlegi állapotra vonatkoznak, amikor a talpak hatástalanítva vannak.

A kiszámított  $\alpha = 19,1 \text{ sec}^{-1}$  értékkel a nagyítási tényező:

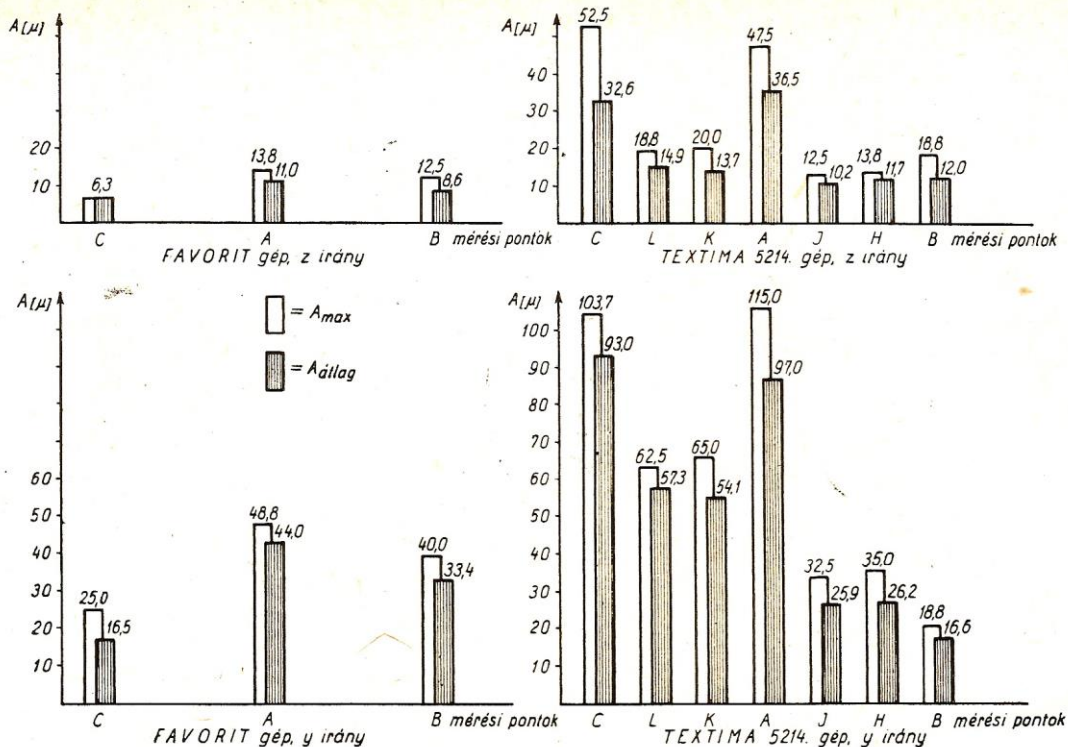
$$\nu = \frac{19,1^2}{19,1^2 - 55,1^2} = -0,134$$

amivel a gépnek átadódó járulékos rezgés amplitúdója:

$$A_j = |-0,134| \cdot 66,5 = 8,95 \mu$$

Ez az érték jóval nagyobb, mint a *FAVORIT* gépnél kapott szám, ami arra mutat, hogy a *FAVORIT* gép rezgésszigetelő talpait jobban méretezték.

Ha a fentiekben meghatározott járulékos rezgéseket — a legkedvezőtlenebb esetet feltételezve — hozzáadjuk a gépeken mért legnagyobb függőleges irányú rezgésamplitúdókhoz (4. táblázat), a *FAVORIT* gépen  $72,6 \mu$ , a *TEXTIMA 5214. gépen*  $46,75 \mu$  maximális rezgésamplitúdó mutatkozik. Mindkét érték jóval alatta marad a szabvány által megengedett felső határnak. Így ebből a szempontból azt mondhatjuk, hogy mindkét géptípus megfelelő „biztonsági tartalékkal” rendelkezik ahhoz, hogy a környezetükben felállítandó újabb



10. ábra

gépek okozta fokozottabb fődémrezgést károsodás nélkül elviselje.

A 4.1.2. pontban azonban megállapítottuk, hogy a TEXTIMA 5214. gépek — a jelenlegi üzemeltetési állapot mellett — *meglehetősen közel vannak a rezonancia szempontjából veszélyes zónához. Várható, hogy a fokozódó fődémrezgés ilyen körülmények között rendellenességeket okoz.* Iménti megállapításunkat a rezgésamplitúdókkal kapcsolatban is annak feltételezésével tettük, hogy ezek alatt a gépek alatt is szabadon kifejtethetik hatásukat a rezgésszigetelő talpak. Amennyiben ez a körülmény nem áll fenn, *könnyen lehetséges, hogy a TEXTIMA 5214. gépeknél üzemzavarok következnek be, ha környezetükben újabb gyors gépeket állítanak fel.*

Hogy a TEXTIMA 5214. gép milyen nagy mértékben veszi át a jelenlegi körülmények között — hatástalanított rezgésszigetelő talpak mellett — a szomszédos gép okozta rezgéseket, azt szemléletesen mutatja a 10. ábra. Ezen a gépteremben egymás mellett álló FAVORIT és TEXTIMA 5214. gépre vonatkozólag tüntettük fel a gépek egyik hosszanti főgerendája mentén mért rezgésamplitúdók átlagos illetve maximális értékét (vö. az 1. és 2. ábrával, illetve a 2. táblázat adataival). Látható, hogy a gépek egymás felé fordított végei közelében a rezgésamplitúdók nagyobbak, mint az ellentétes végeknél és ez a különbség a TEXTIMA 5214. gépen jelentősen nagyobb.

#### 4.3. A géprezgések hatása a gépkezelőkre

Az emberi test érzékenységet a függőleges rezgésekkel szemben egy  $K$  tényező jellemzi,

amely a rezgésszám függvénye. Értéke — a vizsgált körülmények között érvényes összefüggés szerint —

$$K = 5 A_f n_f$$

ahol  $A_f$  a fődémrezgés amplitúdója mm-ben mérve,  
 $n_f$  a fődémrezgés másodpercenkénti rezgésszáma (frekvencia).

A vizsgálat elvégzéséhez megmértük a 3. ábrán V. ponttal jelölt dobogón a fődém rezgését és azt találtuk, hogy annak értéke  $42 \mu = 0,042 \text{ mm}$ . Ugyanitt a rezgés frekvenciája:  $n_f = 16 \text{ sec}^{-1}$  volt. Ezekkel az adatokkal

$$K = 5 \cdot 0,042 \cdot 16 = 3,36$$

Ez az érték a vonatkozó szakirodalom szerint kellemetlen közérzetet okoz, amit több órán át már nemigen lehet elviselni. Meg kell azonban itt jegyeznünk, hogy a dolgozók általában nem állnak meg egy helyen huzamosabb időre és a terem más helyein a rezgésviszonyok különbözőek. De ez az eredmény mindenesetre figyelmeztet arra, hogy a teremben jelenleg észlelhető rezgésviszonyoknak — gépezeti és épület-statikai vonatkozásokon túl — munkaegészségtani kihatásuk is van.

Mivel a gépeket kezelő dolgozók szempontjából már a jelenlegi fődémrezgés amplitúdója is túl nagy, annak fokozódása a munkakörülmények további romlását jelentené.

#### IRODALOM

Makkull M.: Gépalapok rezgéstani méretezése. KGM Műszaki Tájékoztató és Propaganda Intézet, Budapest, 1962. Gépalapozás. (Magyar Szavány) MSZ 15009—62.