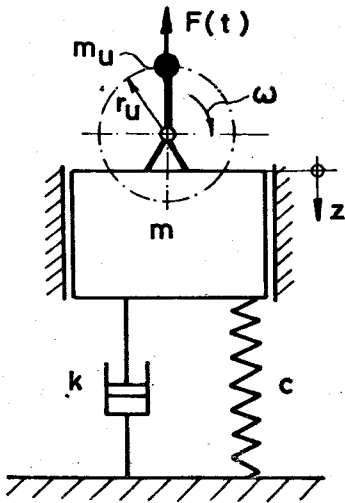


### 4.3.3 A kerékkiegyensúlyozási eljárások elve

A kiegyensúlyozatlanság mérése mindig úgy történik, ha a vizsgálandó kereket valamely lengésre képes rendszerhez erősítjük (ez lehet a tényleges kerékfelfüggesztési rendszer is), majd a szabad erők, ill. nyomatékok hatására lengésbe jött rendszer valamely lengési jellemzője (pl. amplitúdó, sebesség, gyorsulás) alapján következtetünk a gerjesztő hatás, vagyis a kiegyensúlyozatlanság nagyságára és szöghelyzetére.



4.3.5 ábra

ott ún. útgerjesztés volt jelen, itt időben változó  $F(t)$  tömegerő hajtja végre a gerjesztést. Ha  $m_u$  a kiegyensúlyozatlanságot előidéző tömeg,  $r_u$  ennek a tömegnek a távolsága a forgástengelytől,  $\omega$  pedig a gerjesztés körfrekvenciája (kiegyensúlyozás szögsebessége), akkor a gerjesztő erő az alábbi egyenlettel definiálható:

$$F(t) = m_u \cdot r_u \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t.$$

Ennek felhasználásával a 4.3.5 ábrán látható lengőrendszer az alábbi ismert differenciálegyenlettel írható le:

$$m \ddot{z} + k \dot{z} + c z = m_u r_u \omega^2 \sin \omega t.$$

Az egyenlet megoldása, vagyis a gerjesztett lengés amplitúdójának összefüggése a következő kifejezés lesz:

A kerékkiegyensúlyozásra felállítható lengésmodell a 4.3.5 ábrán látható, ahol

$c$ : a kerék "felfüggesztésének" rugóállandója [N/m];

$k$ : a kerék "felfüggesztésének" lineáris csillapítási tényezője [Ns/m];

$m$ : a keréknek a rugó lengési síkjába redukált tömege [kg];

$z$ : a lengőrendszer pillanatnyi kitérése [m];

$F(t)$ : az időtől függő gerjesztő erő [N].

Ha visszaemlékezünk a gépjármű függőleges gerjesztett lengéseinél alkalmazott modellekre (lásd Gépjárműszerekezetek II. 87. old.) megállapíthatjuk, hogy a kiegyensúlyozás modellje megegyezik a felépítmény egytömegű modelljével, azonban míg

$$z_{\max} = \frac{m_u \cdot r_u}{m} \cdot \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4D^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}$$

Látható, hogy a lengés max. amplitúdója adott ( $m_u \cdot r_u$ ) kiegyensúlyozatlanság és  $m$  lengő tömeg esetén csak az  $\omega/\omega_0$  frekvenciaviszony (ahol  $\omega_0$  a lengőrendszer önkör-frekvenciája) és a  $D$  relatív (vagy Lehr-féle) csillapítási tényező függvénye. Az egyenlet ezen független változókat tartalmazó tagját nagyítási tényezőnek nevezzük és  $N$ -nel jelöljük:

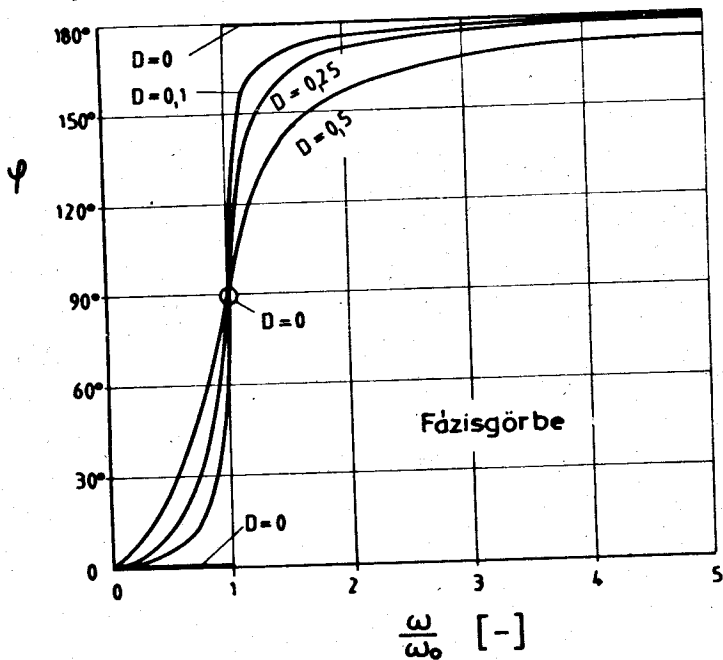
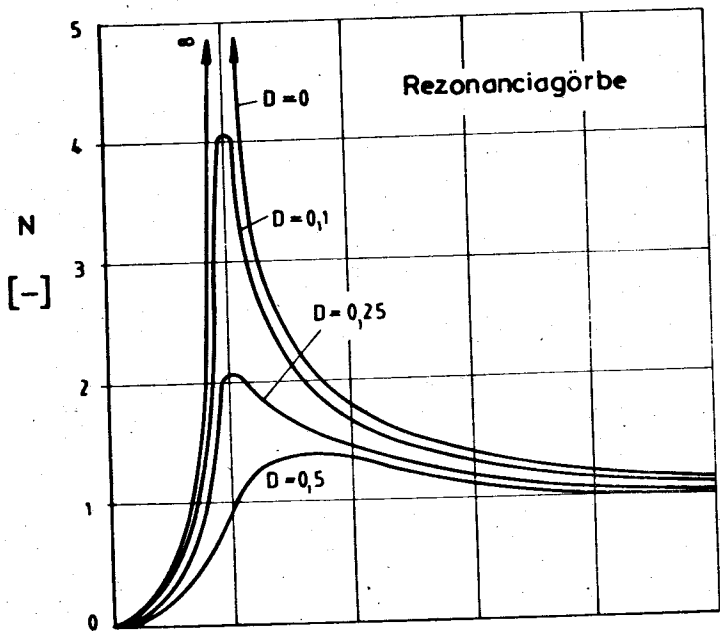
$$N = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4D^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}$$

és ezzel

$$z_{\max} = \frac{m_u \cdot r_u}{m} \cdot N$$

A nagyítási tényezőt az  $\omega/\omega_0$  frekvenciaviszony függvényében ábrázolva az ún. rezonanciagörbét kapjuk (lásd 4.3.6 ábra felső diagramja). A rezonanciagörbék nulla nagyítási tényezővel indulnak, egy ideig a csillapítástól közel függetlenül együtt növekednek az  $\omega$  gerjesztő körfrekvenciával, majd  $\omega/\omega_0 = 1$  környezetében eléri a csillapítás által meghatározott maximális értéküket. A körfrekvencia további növekedésével a nagyítási tényezők csökkennek, majd az  $N = 1$  közös határérték felé konvergálnak. A rezonanciagörbék alapján megállapítható, hogy a rezonanciahely ( $\omega/\omega_0 = 1$ ) alatti és feletti tartományban is a rezonanciahelytől távolodva a csillapítás szerepe elhanyagolhatóvá válik.

A gerjesztett lengést jellemző másik alapvető paraméter a gerjesztő erő és a lengési amplitúdó közötti  $\varphi$  fáziszög. Ez erőgerjesztés esetén az alábbi egyenlettel számolható:



4.3.6 ábra

$$\varphi = \arctg \frac{2 D \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}$$

A fázisszög változását az  $\omega/\omega_0$  frekvenciaviszony függvényében az ún. fázisgörbe mutatja meg (lásd 4.3.6 ábra alsó diagramja). Az ábra alapján megállapítható, hogy az  $\omega/\omega_0=1$  rezonanciahely a fáziseltérés szempontjából is kitüntetett jelentőségű. Amennyiben a rendszer nem csillapított, a rezonanciahelyen áthaladva hirtelen  $180^\circ$ -os fázisugrás következik be, azaz  $\omega/\omega_0 < 1$ -nél a gerjesztő erő és a kitérés fázisban van,  $\omega/\omega_0 > 1$ -nél viszont már  $180^\circ$ -os fáziskülönbség van közöttük.

A csillapítás növekedésével a fázisváltás egyre fokozatosabbá válik, viszont a rezonanciahelytől távolabbi tartományokban annál nagyobb fáziskülönbséget okoz a gerjesztő frekvencia kismérvű változása is.

A rezonanciagörbék és a fázisgörbék segítségével most már definiálhatók és értékelhetők a különböző kiegyensúlyozási eljárások. A gyakorlatban háromféle elv szerinti kiegyensúlyozás használatos:

- önfrekvenciánál sokkal nagyobb frekvencián történő kiegyensúlyozás,
- önfrekvenciánál sokkal kisebb frekvencián történő kiegyensúlyozás,
- önfrekvencia környezetében történő kiegyensúlyozás.

#### 4.3.3.1 Kiegyensúlyozás az önkörfrekvenciánál sokkal nagyobb frekvencián

Az önfrekvenciánál sokkal nagyobb gerjesztő frekvencia megvalósítását célszerűen úgy segítjük elő, hogy a kiegyensúlyozandó kereket alacsony önfrekvenciájú lengőrendszerhez kapcsoljuk. Ezért lágy rugót és kis csillapítást alkalmazunk.

Ha  $\omega/\omega_0 \gg 1$ , a rezonanciagörbe alapján  $N \approx 1$ , vagyis

$$z_{\max} = \frac{m_u r_u}{m}$$

A lengési amplitúdó tehát független lesz a gerjesztő frekvenciától, egyenesen arányos lesz az  $m_u r_u$  kiegyensúlyozatlansággal és fordítottan arányos a kerék  $m$  tömegével. Ez

utóbbi kedvezőtlen, mert a kerék méretét a kiértékelés során figyelembe kell venni.

A fázisgörbe alapján megállapítható, hogy  $\omega / \omega_0 \gg 1$  esetén a fázisszög a mért max. amplitúdó és a kiegyensúlyozatlanság helye között a  $180^\circ$ -os határértékhez tart.

#### 4.3.3.2 Kiegyensúlyozás az önkörfrekvenciánál sokkal kisebb frekvencián

Ennél a mérési elvnel a kereket célszerűen nagy önkörfrekvenciájú lengőrendszerhez kapcsoljuk, amit nagyon nagy rugóállandóval és kis csillapítással tudunk megvalósítani.

Ha  $\omega / \omega_0 \ll 1$ , továbbá  $D \approx 0$ , akkor a nagyítási tényezőre megadott egyenlet közelítőleg az alábbi alakban írható:

$$N \approx \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2$$

így a lengés amplitúdója:

$$z = \frac{m_u r_u}{m} \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2$$

Figyelembe véve, hogy az önkörfrekvencia

$$\omega_0^2 = \frac{c}{m}$$

a lengési amplitúdó összefüggése a következőképpen alakul:

$$z = \frac{m_u \cdot r_u \cdot \omega^2}{c}$$

Ezen kifejezés számlálója nem más, mint a kiegyensúlyozatlanság által okozott centrifugális erő, vagyis

$$z = \frac{F_{cf}}{c}$$

tehát a lengési amplitúdó az önkörfrekvenciánál sokkal kisebb frekvencián történő gerjesztésnél a kiegyensúlyozatlanság által okozott centrifugális erővel arányos.

A fázisszög, annak összefüggése alapján  $D \approx 0$  helyettesítéssel közelítőleg nulla értéket ad. Ugyanez a fázisgörbe segítségével is megállapítható az  $\omega / \omega_0 \ll 1$  tartományra.

#### 4.3.3.3 Kiegyensúlyozás az önkörfrekvencia környezetében

Ha a gerjesztő körfrekvencia pontosan megegyezik a rendszer önkörfrekvenciájával, vagyis  $\omega = \omega_0$ , akkor a lengésamplitúdó csillapítatlan esetben minden határon túl nő, a fázisszög pedig  $90^\circ$  lesz. Régebben a mechanikus elven működő kiegyensúlyozó gépeknél használták fel a rezonanciahely ezen amplitúdónövelő hatását, amit azonban a törésveszély miatt a csillapítás megfelelő megválasztásával kb. 5-7-szeres értékig kellett korlátozni. Ez a nagyítás az elektronikus áramkörök erősítése mellett eltörpül, ezért a rezonancia elvét a leszerelt kerekek kiegyensúlyozására szolgáló gépek építésében ma már nem használják.

A kerekek felszerelt állapotban történő kiegyensúlyozása azonban kényszerűségből ma is önkörfrekvencián történik, melynek elvét és végrehajtását részletesen a 4.3.4.2 alpontban ismertetjük.

#### 4.3.4 Kiegyensúlyozó gépek szerkezete és használata

A szerkezeti megoldások tekintetében két alapvető kiegyensúlyozó géptípust különböztetünk meg, a stabil és a mobil berendezéseket. A stabil gépek a járműről leszerelt kerekek kiegyensúlyozására szolgálnak, míg a mobil gépekkel a járműre felszerelt állapotban végezhető el a kerekek kiegyensúlyozása.

##### 4.3.4.1 Stabil kiegyensúlyozó berendezések

A kerekek leszerelt állapotban történő kiegyensúlyozását az alábbi előnyök és hátrányok jellemzik:

Hátrányok:

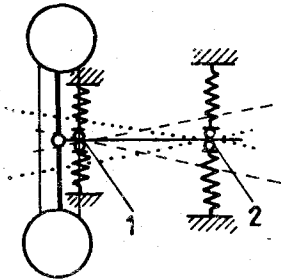
- a futómű járulékos kiegyensúlyozatlanságát nem veszi figyelembe;
- a kerék gépjárműtől független felfogásának tájolási hibái pontatlanságot visznek be a mérésbe;
- gyors hibafeltárásra nem alkalmas, a meglehetősen hosszú kerékszerelési idő miatt;
- a berendezés drágább, mint a felszerelt kerekek kiegyensúlyozására szolgáló gépek.

## Előnyök:

- a kerék kiegyensúlyozása lényegesen nagyobb pontossággal végezhető el, mint a felszerelt kerék vizsgálatára alkalmas berendezésekkel (részletesen lásd később);
- csak a feltétlenül indokolt ellensúly felhasználását teszi szükségessé;
- technológia helyigénye kicsi;
- a kiegyensúlyozás a gépjárműtől függetlenül is végrehajtható.

A stabil kiegyensúlyozó gépeknek kétféle változata terjedt el, az önfrekvenciánál sokkal nagyobb frekvencián és az önfrekvenciánál sokkal kisebb frekvencián gerjesztett megoldások. Előbbit a szükséges kis rugóállandó miatt "lágycsapágyazású" gépnek, utóbbit pedig a szükséges nagyon nagy rugóállandó miatt "merevcsapágyazású" gépnek is nevezzük.

Az önfrekvencia felett gerjesztett lágycsapágyazású kiegyensúlyozó berendezés elvi vázlatát a 4.3.7 ábra mutatja. A vizsgálandó kereket két helyen önbeálló csapágygal ellátott olyan tengelyre rögzítjük, ahol a csapágyházak rugalmasan vannak megfogva és szükség esetén rögzíthetők, ill. újra feloldhatók. Fontos, hogy a kerék úgy legyen a tengelyre felrögzítve, hogy a külső csapágyhely a kerékpánt belső peremének síkjába essen. A kerék, a tengely és a rugók egy kis önfrekvenciájú, és jelentéktelen csillapítású lengő rendszer képeznek. A kiegyensúlyozatlanság meghatározása a tengely elmozdulásának (kitérésének) érzékelésén keresztül történik.



4.3.7 ábra

lanság meghatározása a tengely elmozdulásának (kitérésének) érzékelésén keresztül történik.

Első lépésben a külső csapágyhely rögzített, miáltal az ebbe a síkba eső kerékperemen levő kiegyensúlyozatlanság nem befolyásolja a lengőrendszer kitérését, tehát a másik kerékperemre felhelyezendő ellensúlyok nagyságát és helyét tudjuk megállapítani. Ezután második lépésben áthelyezzük a tengely fix pontját, miáltal a másik kerékperemre szerezhető ellensúly nagyságát és helyét is meg tudjuk határozni. Láthatjuk tehát, hogy a méréshez a gép kétszeri indítása szükséges és hogy a mérés mindig csak ebben a sorrendben végezhető el. Mivel - mint tudjuk - a kerék tömege, ill. a fix pontra számított tehetetlenségi nyomaték is befolyásolja az eredményt, a kerék adatait a mérés megkezdése előtt a gépbe mindig be kell táplálni. A fix pontra számított tehetetlenségi nyomatékkal a gumiabroncs méretei arányosak jobban, ezért mindig a gumiabroncsra felírt adatokat kell megadni. Világosan látnunk kell azonban, hogy ezekkel is csak közelítőleg tudjuk kifejezni a kerék kérdéses tehetetlenségi nyomatékát.

A lágycsapágyazású kiegyensúlyozók az ellensúly helyét csak akkor jelzik kellő pontossággal, ha a mérés frekvenciája legalább háromszor nagyobb a gép kerékkel együtt értelmezett önfrekvenciájánál. Ezért a kereket kellően fel kell pörgetni, amit dörzshajtással vagy közvetlen ékszíjhajtással valósítanak meg.

Összefoglalva a lágycsapágyazású stabil kiegyensúlyozó gépek a következő szerkezeti egységekből állnak:

- Felfogótárcsa, mellyel a kerék a kiegyensúlyozó gép tengelyére jól központosíthatóan, gyorsan és elmozdulásmentesen felszerelhető.
- Tájéoló elem, mellyel a kerékpánt peremének és a külső csapágyhelynek az egysíkúsága biztosítható.
- A kiegyensúlyozatlanság nagyságát jelző indikátor és az ehhez tartozó g-ra kalibrált műszer.
- A kiegyensúlyozatlanság szöghelyzetét jelző szögindikátor.
- "Síkválasztó", amellyel a csapágyhelyek rögzíthetők, ill. oldhatók és ily módon a kiegyensúlyozási síkok kiválaszthatók.
- A keréktárcsa méreteit betápláló berendezés.

Ilyen működési elven dolgozó kiegyensúlyozó gépek a hazánkban nagyobb számban elterjedtek közül az alábbiak:

- Hoffmann ER-2,
- Hoffmann DRP-M Super,
- AMR-2 (NDK).

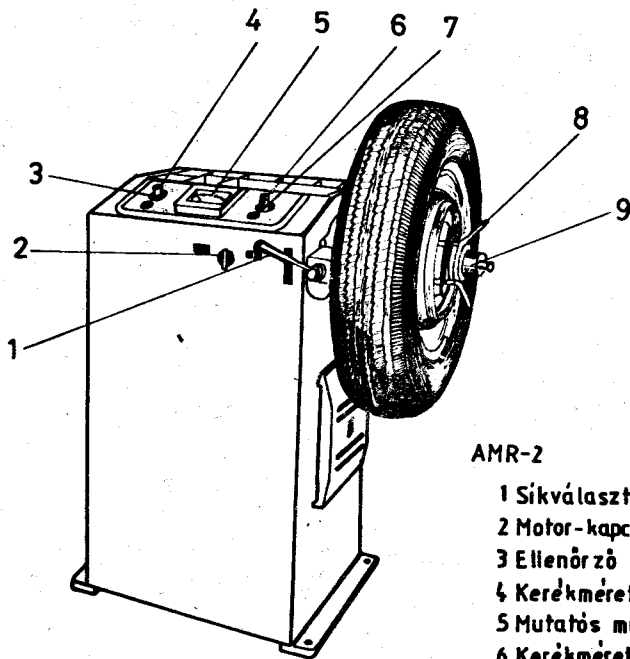
Példaként a 4.3.8 ábrán bemutatjuk az AMR-2 tip. berendezés külső megjelenését a kezelőszervek megnevezésével.

Az önfrekvencia alatt dolgozó ( $\omega/\omega_0 = 0,25 - 0,4$ ),

tehát merev csapágyazású kiegyensúlyozó gépek felépítése és működése lényegesen eltér az előzőktől (lásd 4.3.9 ábrát). A kereket itt egy gyakorlatilag mereven csapágyazott, nagy önfrekvenciájú tengelyhez rögzítjük. A kiegyensúlyozatlanság mérése - mint tudjuk - erőmérésre vezethető vissza, mely független a kerék tömegétől, ill. tehetetlenségi nyomatékától. A merevtengelyű kiegyensúlyozó gépeknél tehát a kiegyensúlyozatlanságból származó, a körülfordulás során periodikusan változó csapágyerőket mérjük egy adott síkban. A csapágyerő által keltett villamos jel és a tengelyelfordulás szögét meghatározó jel együttesen ad módot a kiegyensúlyozatlanság szöghelyzetének, az erő maximuma pedig az ellensúly nagyságának egyidejű meghatározására, egyetlen forgatás azaz a gép egyszeri indítása során. A gép működésének elméleti alapja a következő gondolatmenettel egyszerűen magyarázható.

Tegyük fel, hogy a kerék kiegyensúlyozatlansága az 1 és 2 kiegyensúlyozó síkokban adott sugáron levő  $m_{1u}$  és  $m_{2u}$  tömegekkel egyenértékű. Az, hogy a két tömeget egy síkban



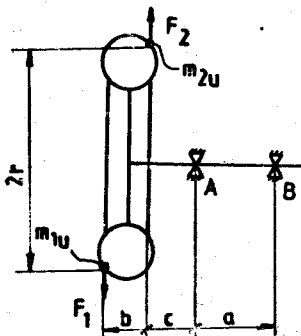


AMR-2

- 1 Síkválasztó kar
- 2 Motor-kapcsoló
- 3 Ellenőrző lámpa II
- 4 Kerékméret állító gomb
- 5 Mutató műszer
- 6 Kerékméret állító gomb I
- 7 Ellenőrző lámpa I
- 8 Gyorsbefogó készülék
- 9 Gyorszorító tokmány

4.3.8 ábra

(a papír síkjában) vettük fel, a számítás elvét nem befolyásolja, hiszen az általuk létrehozott centrifugális erőket mindenképpen forgó erővektorként (komplex erőként) vesszük figyelembe, melyek között  $\psi$  szögeltérés van:



4.3.9 ábra

ahol  $i = \sqrt{-1}$ .

$$\vec{F}_1 = F_1 e^{i\omega t} = m_{1u} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t}$$

$$\vec{F}_2 = F_2 e^{i(\omega t + \psi)} =$$

$$= m_{2u} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot e^{i(\omega t + \psi)}$$

A kiegyensúlyozás során a csapágyakban  $\vec{A}$  és  $\vec{B}$  komplex reakcióerők ébrednek. Ezek a nyomatéki egyensúlyi egyenletek segítségével meghatározhatók. Figyelembe véve továbbá a fenti két összefüggést, a komplex csapágyerők egyenletei a következő alakot öltik:

$$\vec{A} = \frac{\omega^2}{a} \cdot r \left[ -(a + b + c) m_{1u} e^{i\omega t} - (a + c) m_{2u} e^{i(\omega t + \psi)} \right]$$

$$\vec{B} = \frac{\omega^2}{a} \cdot r \left[ (b + c) m_{1u} e^{i\omega t} + c \cdot m_{2u} e^{i(\omega t + \psi)} \right]$$

Bevezetve a  $-(a + b + c) = b_{11}$

$$-(a + c) = b_{12}$$

$$(b + c) = b_{21}$$

$$c = b_{22}$$

egyszerűsítő jelöléseket a keresett kiegyensúlyozó tömeg-  
- "vektorra" az alábbi egyenletek adódnak:

$$m_{1u} e^{i\omega t} = \frac{b}{\omega^2} \frac{b_{22}}{r(b_{11}b_{22} - b_{12}b_{21})} \left( \vec{A} - \frac{b_{12}}{b_{22}} \vec{B} \right)$$

$$m_{2u} \cdot e^{i(\omega t + \psi)} = \frac{b}{\omega^2} \frac{b_{11}}{r(b_{11}b_{22} - b_{12}b_{21})} \left( -\frac{b_{21}}{b_{11}} \vec{A} + \vec{B} \right)$$

Ezen egyenletek alapján analóg villamos kapcsolás készíthető, mely közvetlenül a kiegyensúlyozó tömegek vektorát adja. Ha feltételezzük, hogy az  $\vec{A}$  és  $\vec{B}$  a csapágyakban elhelyezett erőmérők által adott feszültségek, akkor megfelelő villamos "keret" kimenő kapcsain a kiegyensúlyozó tömegek vektorának megfelelő feszültséget kapjuk, melyből a kiegyensúlyozó tömegek nagysága és szöghelyzete megállapítható. Természetesen a keret potenciómétereit a konstans tényezőknél megfelelően kell beállítani. Ezen konstansok közül egyedül a  $b$  kerékpántszélesség változhat, ezért a gépbe a mérés előtt csak ezt kell betáplálni. Fontos előnyös tulajdonsága még ennek a mérési módszernek, hogy a belső kerékpántnak nem kell keresztülmennie a külső ( $A$  jelű) csapágyhelyen, így a zárt keréktárcsájú kerekek (pl. Dacia) is kiegyensúlyozhatók.

Hátrányként jelentkezik azonban, hogy a mért kiegyensúlyozó tömeg négyzetes arányban függ a gerjesztés frekvenciájától, ezért a mérés fordulatszámát nagy pontossággal mindig ugyanazon az értéken kell tartani.

A helyzetjelző egység a kiértékelő egységtől kapott vezérlés hatására az egyik síkhoz tartozó szöghelyzeteltérés nagyságát piros fényjelzéssel mutatja meg. A kereket a fényjelzés értelmének megfelelő irányba forgatva lehet abba a helyzetbe hozni, hogy az ellensúly felszerelési iránya függőleges legyen, vagyis felül történjen.

Ha a kerék forgatásával a szögdifferencia megszűnik, a piros lámpák helyett zöld lámpák gyulladnak ki, melyek megmutatják, hogy melyik síkba kell felszerelni az ellensúlyt.

A kiegyensúlyozáshoz azt az ellensúlyt kell felhasználni, amelyiknek számokkal is azonosított rekesze felett világít egy lámpa. Ehhez a 10-50 g-os és a 60-100 g-os tartományban külön kijelző egység tartozik. Ha a szükséges ellensúly 10 g-nál kisebb vagy 100 g-nál nagyobb, azt külön lámpák jelzik.

A teljes elektronikus rendszer működéséhez szükséges tápfeszültségek előállítására, a hajtómotor ki-be kapcsolására és fékezése az erőáramú tápegység és vezérlőegység segítségével történik.

A BA-44 D típusú kiegyensúlyozó gép kezelő szerveinek elhelyezését és megnevezését a 4.3.11 ábrán láthatjuk.

#### 4.3.4.2 Mobil kiegyensúlyozó berendezések

A kereknek a járművön, felszerelt állapotban történő kiegyensúlyozását az alábbi előnyök és hátrányok alapján értékelhetjük:

##### Hátrányok:

- az ellensúly nagyságát és helyét csak közelítőleg jelzi;
- a kiegyensúlyozási művelet körülményesebb, több lépésből áll;
- a berendezés használatához nagyobb gyakorlat szükséges;
- általában az indokoltnál több ellensúly felhasználása válik szükségessé;
- elsősorban a kormányzott első kerek kiegyensúlyozására alkalmas.

##### Előnyök:

- a kerek le- és felszerelését nem kell elvégezni;
- futómű járulékos kiegyensúlyozatlanságait is figyelembe veszi;
- olcsóbbak, mint a stabil berendezések;
- tájolósi hibák nem zavarják a mérést;
- gyorsdiagnosztikai célra alkalmas.