

SZÉCHENYI ISTVÁN FŐISKOLA
Általános Gépészeti Tanszék

Dr. Iró Béla – Dr. Zsenák Ferenc

ÁLTALÁNOS GÉPTAN

KÉZIRAT

GYŐR, 2000

TARTALOMJEGYZÉK

Előszó	2
1. A mechanikai munka és átvitele	4
1.1 Egyenes vonalú és körmozgások rövid áttekintése	4
1.1.1. Egyenes vonalú mozgás	4
1.1.1.1. Egyenes vonalú egyenletes mozgás	4
1.1.1.2. Egyenes vonalú egyenletesen változó mozgás	5
1.1.2. Körmozgás	7
1.1.2.1. Egyenletes körmozgás	7
1.1.2.2. Egyenletesen változó mozgás	9
1.2. A mechanikai munka átvitele egyenletes sebességű üzem mellett	11
1.2.1. Súrlódás és gördülőellenállás	11
1.2.2. Tehervontatás vízszintes pályán	14
1.2.3. Tehervontatás lejtőn	15
1.2.4. Teheremelés. Csiga és csigasor	17
1.2.5. A mechanikai munka átvitele forgó mozgással, az áttétel	21
1.2.6. Közlőművek. Dörzshajtás, szíjhajtás, lánchajtás, fogaskerék-hajtás	24
1.2.6.1. Fogaskerék-hajtoművek	28
1.2.7. Veszteségek a gép üzemében, a gép hatásfoka	29
1.2.8. Teheremelő szerkezetek	32
1.2.8.1. Kézi és gépi meghajtású csörlők	33
1.2.8.2. Villamos emelődob	37
1.2.8.3. A felvonó	39
1.2.9. A gép veszteségei és hatásfoka változó terhelésnél	41
1.2.10. Az erőgép fajlagos fogyasztása	46
1.2.11. A gép üzemének gazdaságossága	48
1.3. A mechanikai munka átvitele változó sebességű üzem mellett	49
1.3.1. A gyorsítóerő munkája, a mozgási energia	49
1.3.2. A jármű menetábrái az indulástól a megállásig	52
1.3.3. A forgó tömeg mozgási energiája, a gyorsító nyomaték munkája	57
1.3.4. Több tömegű rendszer mozgási energiája	61
1.3.5. A munkasebesség egyenlőtlensége, a lendítőkerék	63
1.4. A gépek statikus üzeme	65
1.4.1. A gépek üzemi jellemzői. Jelleggörbék	65
1.4.2. A gépcsoport egyenletes üzeme. Az üzem stabilizálása	67
1.4.3. A stabilis jellegű erőgép változó terhelésű üzeme	69
1.4.4. A stabilis jellegű erőgép szakaszos terhelése	70
1.4.5. Jelleggörbe-módosítás szabályozással	72
2. Anyagmozgatás	76
2.1 Az anyagmozgatás tervezése	77
2.2. Az anyagmozgatás biztonságtechnikája	80
2.3. Kötelek és láncok	80
2.4. Egyszerű emelőszerkezetek	84
2.5. Csörlők	85
2.6. Horgok, megfogók, markolók, emelőmágnesek	87
2.7. Fékszerkezetek	90
2.8. Adagoló szerkezetek	92
2.9. Csigasorok	93
2.10. Futókerekek, futóművek, futómacskák	94
2.11. Daruk	96
2.12. Járművek, rakodógépek	100
2.13. Folyamatos szállítóberendezések	102
2.14. Felvonók	108
2.15. Targoncák	109
Felhasznált irodalom	109

Előszó

Dr. Pattantyús Á Géza az 1944-ben először megjelent „A gépek üzemtana” c. művében írta:

„Az EMBER életszükségleteiről való gondoskodás az anyagi alapja minden szellemi haladásnak is. E sokrétű szükséglet kielégítésére a természet nyújtotta anyagok és a természeti erők ősállapotukban többnyire nem alkalmasak, szükség van tehát azok kitermelésére, továbbszállítására, feldolgozására, elraktározására és szétosztására is.”

Mindezen sokrétű feladat megvalósítására szolgálnak a gépek, hisz a fent hivatkozott mű szerint:

„Gépnek nevezhető eszerint minden – mechanikai elven működő - szerkezet, amely az anyag, vagy energia alakjának, vagy helyzetének tervszerű megváltoztatására alkalmas.”

Mivel az üzemmérnök alapvető feladata:

- a gépek, szerkezetek és berendezések üzemeltetése, fejlesztése,
- a gépekben, szerkezetekben és berendezésekben lejátszódó technológiai folyamatok és műveletek elemzése, tervezése.

Szükséges a műszaki alap-és szaktantárgyak szintézisének biztosítása érdekében, a mechanikai munka átvitelének egy rendszerező összefoglalása, melyre A gépek üzemtana c. tantárgy hivatott.

Jelen jegyzet eme feladatok megoldásához nyújt segítséget azzal, hogy két fő fejezetben összefoglalja

- *mechanikai munka átvitele*
- *anyagmozgatás*

azon alapismereteket, melyre a későbbiekben a ráépülő tantárgyak alapozhatnak.

Győr, 2000 január

A Szerzők

1. A mechanikai munka és átvitele

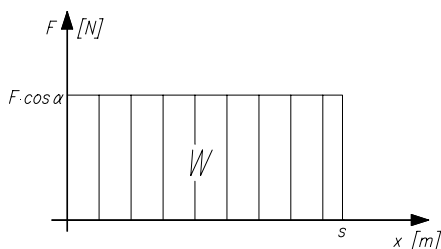
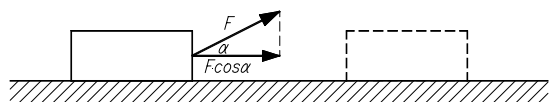
1.1 Egyenes vonalú és körmozgások rövid áttekintése

A mindennapos szóhasználat szerint munkát végzünk pl. egy test felemelésekor vagy egy kocsit elhúzásakor, és pedig annál nagyobb az általunk végzett munka, minél nagyobb erő kifejtésre kényszerülünk, és ezen erőt minél hosszabb úton kell kifejtenünk. A mechanikai munka tehát a kifejtett erő és az általa létrehozott elmozdulás szorzata:

$$W = F \cdot s \quad (\text{Nm})$$

Pontosabban fogalmazva: a mechanikai munka az elmozdulás irányában kifejtett erőknek és az elmozdulásnak a szorzata (1.01. ábra).

$$W = F \cdot \cos \alpha \cdot s \quad [\text{joule}]$$



1.01. ábra

Nyilvánvaló ugyanis, hogy elmozdulást létre nem hozó erő munkát nem végez! Ahhoz tehát, hogy a mechanikai munkáról, átviteléről, a teljesítményről stb. részletesen tudjunk beszélni, feltétlenül ismernünk kell a különféle mozgásokat. Röviden tehát tekintsük át az egyenes vonalú és körmozgásokkal kapcsolatos legfontosabb tudnivalókat.

1.1.1. Egyenes vonalú mozgás

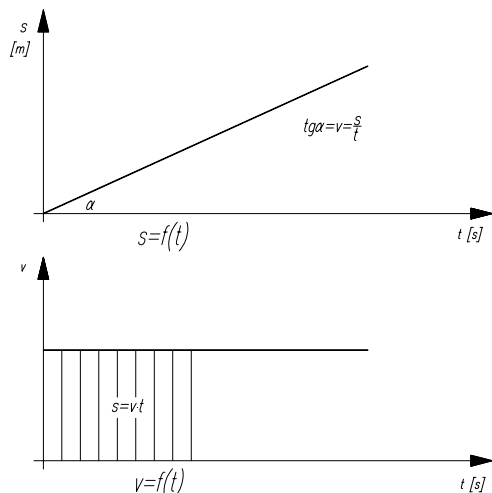
1.1.1.1. Egyenes vonalú egyenletes mozgás

Egyenes vonalú egyenletes mozgást végez egy test, ha pályája egyenes, és azonos időtartamok alatt azonos úthosszakat fut be. Ezen úthosszak és időtartamok hányadosa tehát állandó; ezt az állandó értéket az egyenes vonalú egyenletes mozgás sebességének nevezzük.

$$v = \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad (\text{m/s})$$

Az összefüggés általánosítása céljából differenciális formában:

$$v = \frac{ds}{dt} \quad (\text{m/s})$$



1.02. ábra

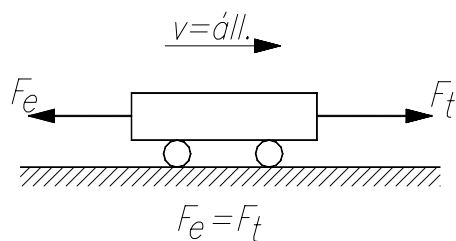
azaz a sebesség az út idő szerinti első differenciáhányadosa. A fenti egyszerű differenciálegyenlet integrálása után a jól ismert

$$v = \frac{s}{t} \quad (\text{m/s})$$

összefüggést kapjuk végeredményül. A megtett utat az idő függvényében, valamint a sebességet az idő függvényében az 1.02. ábra szemlélteti. A két diagram kapcsolata a bejelöltek és a differenciáhányados geometriai jelentéséről tudottak alapján nyilvánvaló.

A tapasztalat szerint ahhoz, hogy egyenes vonalú egyenletes mozgást fenn tudjuk tartani egy bizonyos erőt kell kifejtenünk, mégpedig állandó nagyságú erőt. Ennek az erőnek a nagysága szigorúan meghatározott. Nagyobb erő hatására a tárgy sebessége növekedni, kisebb erő hatására csökkenni fog. Mindezt egybevetve Newton II. törvényével, mely szerint a sebesség megváltozásához mindig valamilyen erő szükséges, mondhatjuk hogy egyenes vonalú egyenletes mozgás fenntartásához éppen akkora erőt kell kifejtenünk (F_t), mely erő a mozgás közben keletkező ellenállási erővel (F_e) éppen egyensúlyt tart (1.03. ábra).

1.1.1.2. Egyenes vonalú egyenletesen változó mozgás



1.03. ábra

Amennyiben a sebesség időben nem állandó, hanem növekszik (csökken), úgy gyorsuló (lassuló) mozgásról beszélünk. Eseteinkben a szakaszonként lineárisnak tételezzük fel, vagy legalább szakaszonként lineárisnak.

Írható tehát, hogy:

$$\frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{dv}{dt} = a = \text{áll.} \quad (\text{m/s}^2)$$

Ezt az állandó értéket nevezzük gyorsulásnak. A lassulás negatív előjelű gyorsulásnak tekinthető. Integrálva a fenti egyszerű differenciálegyenletet:

$$a = \frac{v}{t} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

A gyorsulás tehát a sebesség idő szerinti első differenciáhányadosa; az előző fejezetben leírtak következtében, az útnak pedig az idő szerinti második differenciáhányadosa. A megtett út az idő függvényében tehát a:

$$v = a \cdot t \quad (\text{m/s})$$

összefüggés integrálásával kapható meg, ahol az integrálást az idő szerint kell végezni.

$$s = \int_0^t v dt = \int_0^t (a \cdot t) dt$$

$$s = a \cdot \int_0^t t dt = a \cdot \frac{t^2}{2} \quad (m) \quad \text{feltételezve, hogy } a = \text{állandó}$$

$$s = \frac{a}{2} \cdot t^2 \quad (m)$$

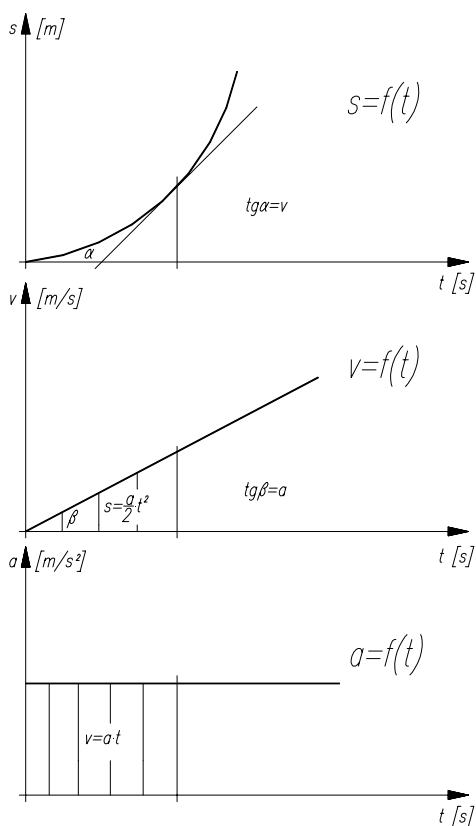
amely utóbbi összefüggés szintén ismert.

Az út, a sebesség és gyorsulás időbeni változását az 1.04. ábra szemlélteti. Az út az idő függvényében egy másodfokú parabola szerint változik. A parabola bármely pontjához húzott érintőjének iránytangense éppen az ott érvényes sebességet adja, hiszen:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{ds}{dt} = v$$

A sebesség időbeli változását - mivel a gyorsulás állandó - egy egyenes szemlélteti, melynek iránytangense:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dv}{dt} = a$$



1.04. ábra

Mivel $s = \int v dt$, ezért a t_1 és t_2 időpontok közt eltelt idő alatt megtett út $\Delta s = \int_{t_1}^{t_2} v dt$, ami a görbe alatti területtel arányos.

A fentebb levezetett összefüggésnek ún. nulla kezdősebességű mozgásokra vonatkoztak. Amennyiben a mozgó testnek a megfigyelés kezdetekor valamekkora sebessége van (v_0), úgy t idő múlva:

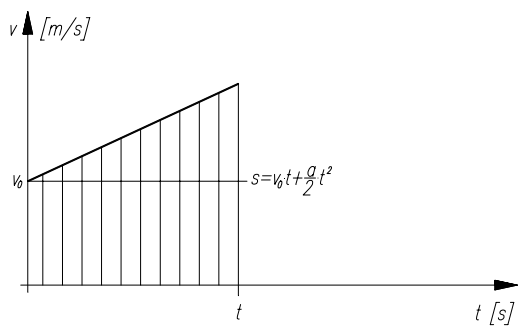
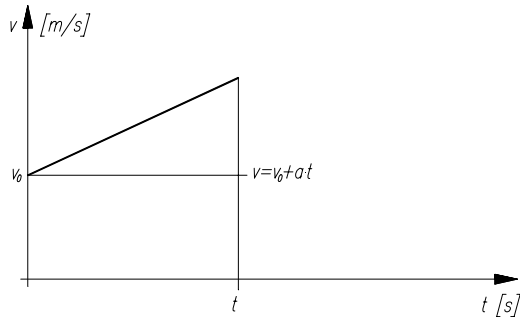
$$v = v_0 \pm a \cdot t \quad (m / s)$$

lesz a sebessége, a közben megtett út pedig:

$$s = v_0 \cdot t \pm \frac{a}{2} \cdot t^2 \quad (m)$$

Szemléletesen belátható ez az 1.05. ábra alapján.

Az összefüggésekben a negatív előjel arra az esetre vonatkozik, ha nem gyorsulásról (sebességnövekedésről), hanem lassulásról (sebességcsökkenésről) van szó. Ha a lassulás végén a sebesség zérussá válik, úgy az erre a szakaszra vonatkozó vizsgálatainkat végezhetjük úgy is, hogy a mozgás irányát gondolatban „megfordítjuk”, aminek következtében az egyszerű összefüggésekkel számolhatunk.

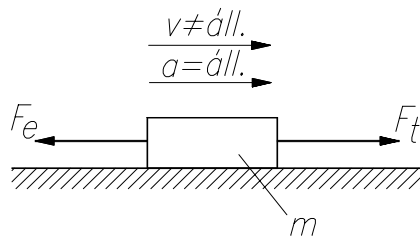


1.05. ábra

Mint korábban megállapítottuk, gyorsuló ill. lassuló mozgás akkor jön létre, ha a mozgást előidéző erő nagyobb ill. kisebb, mint a mozgást gátolni igyekvő erő. Ez az erőttöbblet (hiány) Newton törvénye értelmében kifejezhető a test tömegének és gyorsulásának (lassulásának) szorzataként. Tehát

$$F = m \cdot a \quad \left(\text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = (\text{N})$$

Lásd az 1.06. ábrát. Szavakban kifejezve ezt a törvényt: minden test megmarad nyugalmi állapotában vagy egyenes vonalú egyenletes mozgásban, ha külső erők nem kényszerítik ennek megváltoztatására. Ez azt jelenti, hogy a mozgásállapot minden megváltozása egy erővel kapcsolatos, amely a gyorsulással egyirányú és azzal közvetlenül arányos. Ez a törvény igen nagy sebességek esetét kivéve minden nyugvó ill. egyenes vonalú egyenletes mozgást végző rendszer esetén általános érvényű.



$$F_t > F_e \quad F_t - F_e = m \cdot a$$

1.06. ábra

1.1.2 Körmozgás

1.1.2.1. Egyenletes körmozgás

Egyenletes körmozgást végez egy test, ha pályája kör alakú és egyenlő idők alatt egyenlő hosszúságú íveket fut be. Írható tehát, hogy:

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{r \cdot d\varphi}{dt} = r \frac{d\varphi}{dt} \quad \left(\text{m} \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Az ív hossza ugyanis a körpálya sugarának és a radiánban mért ívszögnek a szorzata. Mint látjuk, egy új megfogalmazást is tehetünk az egyenletes körmozgásról. Ezek szerint egyenletes a körmozgás, ha az adott test egyenlő időközök alatt egyenlő íveket fut be, ami azt jelenti, hogy:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \text{állandó} \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

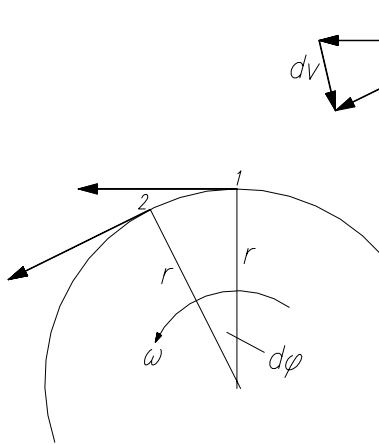
amit ω -val jelölünk és szögsebességnek nevezzük.

$$\omega = \frac{\varphi}{t} \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = \left(\frac{1}{\text{s}} \right)$$

A fentebb említett sebesség pedig a körmozgás kerületi sebessége.

$$v = r \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \omega \quad \left(\frac{m}{s} \right)$$

Egyenletes körmozgás esetén azért is jobb a szögsebesség állandóságáról beszélni, és nem a kerületi sebesség állandóságáról, mert a kerületi sebesség szigorúan véve nem állandó. Gondoljunk arra, hogy a kerületi sebességvektor és ennek az iránya mindig az érintő egyenesének irányába mutat, azaz pontról-pontra más, mindamelllett nagysága valóban változatlan. Mindennek következtében léteznie kell egy erőnek, mely erő létrehozza ezt a folytonos sebességváltozást; mint Newton törvénye kimondja, a sebesség megváltozása mindig kapcsolatban áll valamilyen erővel.



1.07. ábra

A sebesség időbeli megváltozása:

$$a_c = \frac{dv}{dt} = r \cdot \omega \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \omega^2 \quad \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Ezt a gyorsulást centripetális gyorsulásnak nevezzük. A gyorsulás irányát úgy állapíthatjuk meg, hogy a definiáló egyenlet vektoriálisan írjuk fel,

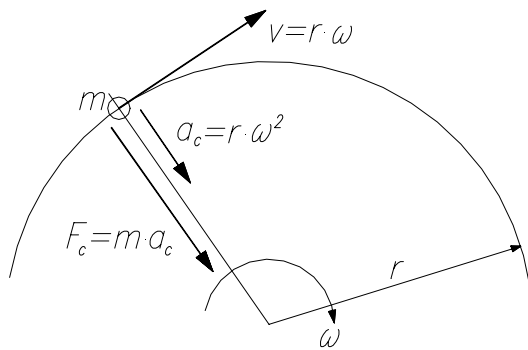
$$\bar{a}_c = \frac{d\bar{v}}{dt}$$

ami azt mutatja, hogy a gyorsulás iránya megegyezik a sebességváltozás vektorának (dx) irányával (1.07. ábra). Ha dφ szög kellően kicsiny, akkor dx gyakorlatilag merőleges a kerületi sebesség irányára. Tehát a centripetális gyorsulás a körpálya középpontja felé mutat, amit neve is jelez.

Most már Newton törvénye szerint meghatározhatjuk annak az erőnek a nagyságát, amely erő a test körpályán tartásához szükséges:

$$F_c = m \cdot \bar{a}_c = m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot \frac{v^2}{r} \quad (N)$$

Ez az erő természetesen szintén a körpálya középpontja felé mutat, hiszen irányát a gyorsulás iránya határozza meg (1.08. ábra).



1.08. ábra

1.1.2.2. Egyenletesen változó mozgás

Természetesen, ha ω nem állandó, hanem az idő függvényében egyenletesen növekszik vagy csökken, úgy egyenletesen gyorsuló ill. lassuló körmozgásról beszélünk. Ha van szögsebesség változás - amint azt az egyenletesen gyorsuló ill. lassuló mozgásnál is feltételeztük, akkor:

$$\frac{d\omega}{dt} = \text{áll.} \quad (1/s^2)$$

Ezen állandó értéket szöggyorsulásnak nevezzük és ε -nal jelöljük:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} \quad (1/s^2)$$

Már az eddigiek alapján is megfigyelhetünk néhány hasonlóságot az egyenes vonalú és a körmozgások között. A szögsebesség az ívszög első differenciálhányadosa, a szöggyorsulás pedig a második differenciálhányadosa; hasonlóan az egyenes vonalú mozgás sebességéhez és gyorsulásához, melyek az út első, ill. második differenciálhányadosai. További bizonyítás nélkül: az egyenes vonalú mozgásoknál felírt valamennyi összefüggés felírható a körmozgásoknál is, ha v sebesség helyébe ω szögsebességet, s út helyébe φ ívszöget, és a gyorsulás helyébe pedig ε szöggyorsulást írunk.

Tehát egyenletes körmozgásnál:

$$\omega = \frac{\varphi}{t} \quad (1/s)$$

egyenletesen gyorsuló körmozgásnál (nulla kezdősebesség)

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} \quad (1/s^2)$$

$$\varphi = \frac{\varepsilon}{2t^2} \quad (\text{rad})$$

ill. nem nulla kezdősebesség esetén

$$\varphi = \omega_0 + \varepsilon \cdot t \quad (1/s)$$

$$\varphi = \omega_0 \cdot t + \frac{\varepsilon}{2} \cdot t^2 \quad (\text{rad})$$

A negatív előjel a lassuló körmozgásra vonatkozik.

Gyorsuló körmozgás esetén beszélhetünk természetesen a kerületi sebesség változásáról is azaz bevezethetjük a kerületi gyorsulás fogalmát

$$a_k = \frac{dv}{dt} = r \cdot \frac{d\omega}{dt} = r \cdot \varepsilon \quad (\text{m/s}^2)$$

Newton törvénye gyorsuló körmozgásra is érvényes, de a gyorsulás helyébe a kerületi gyorsulás írandó

$$F = m \cdot a_k = m \cdot r \cdot \varepsilon \quad (\text{N})$$

A gyorsuló körmozgást általában egy, a középpontba ható nyomaték hozza létre, melynek bevezetésével

$$M = F \cdot r = m \cdot r^2 \cdot \varepsilon \quad (\text{Nm})$$

Ebben az összefüggésben az mr^2 szorzat a gyorsuló körmozgást végző m tömegű anyagi pont tehetetlenségi nyomatéka, jele Θ , mértékegysége pedig $(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$. Kiterjedéssel bíró test tehetetlenségi nyomatékát integrálás útján határozhatjuk meg

$$\Theta = \int_m r^2 dm \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

ahol az integrálást a teljes tömegre ki kell terjeszteni. A tehetetlenségi nyomaték meghatározását néhány egyszerűbb esetben az adott feladat kapcsán a későbbiek során fogjuk elvégezni.

A tehetetlenségi nyomaték bevezetésével tehát Newton törvényét gyorsuló és lassuló körmozgásokra a következő alakban írhatjuk fel

$$M = \Theta \cdot \varepsilon \quad (\text{Nm})$$

Az egyenes vonalú gyorsuló mozgás $F = m \cdot a$ összefüggésével összevetve látható, hogy az egyenes vonalú mozgás m tömegének forgó mozgásnál Θ tehetetlenségi nyomaték, míg a gyorsulásnak az ε szöggyorsulás felel meg.

Látható tehát, hogy az egyenes vonalú mozgás és körmozgás összes jellemző mozgásegyenletei elvileg teljesen azonosak.

Ezzel rövid áttekintésünket befejezzük, hangsúlyozva, hogy vizsgálatainkban csak azokat a kérdéseket érintettük, melyek előzetes ismerete a továbbiak megértéséhez okvetlenül szükséges. A részletes ismeretek a mechanika c. tantárgy tanulmányozása során szerezhetők meg.

1.2. A mechanikai munka átvitele egyenletes sebességű üzem mellett

Ebben a fejezetben azokkal az esetekkel foglalkozunk, amikor a gép üzeme egyenletes, ami megnyilvánulhat abban, hogy haladási sebessége állandó, vagy egy másik gép esetén valamelyik tengelyének fordulatszáma változatlan stb. Ennek következtében nem foglalkozunk egyelőre az indítás, gyorsítás, lassítás és megállás eseteivel. Ezek tárgyalását a következő fejezetben végezzük el.

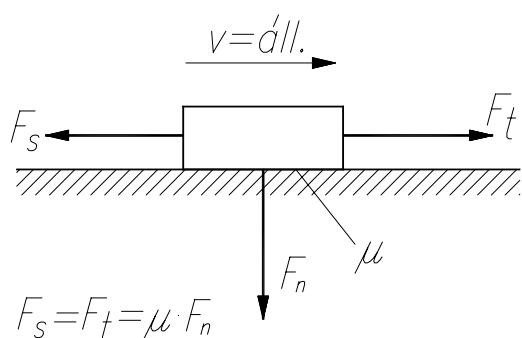
A gyakorlatban egyenletes sebességű üzem viszonylag ritkán fordul elő, ellenben az esetek jó részében az üzemmódot közelítőleg egyenletesnek tekinthetjük. Ilyenkor beszélhetünk arról, hogy a vasúti szerelvény vagy más jármű egy bizonyos utat állandó sebességgel tett meg; az emelőgép emelési sebessége állandó stb. Figyelmen kívül hagyjuk tehát az indulási és megállási szakaszt, melyek ezekben az esetekben nem jellemzőek a mozgásra. Más esetekben, pl. dugattyús gépek esetén éppenséggel az állandó sebességváltozás a jellemző a dugattyú mozgására és a gép üzemére, itt már nem lehet figyelmen kívül hagyni a sebességváltozást.

1.2.1. Súrlódás és gördülőellenállás

Ha egy tárgyat valamilyen pályán elcsúsztatunk, és pedig állandó sebességgel, azt tapasztaljuk, hogy erőt kell kifejtenünk. Azt az erőt, melynek legyőzésével tudjuk csak fenntartani az egyenletes mozgást, súrlódási erőnek nevezzük.

A súrlódási erő mindig ellentétes a mozgás irányával, és mindig a pálya érintőjében hat. A súrlódási erő nagysága elméletileg nem függ az érintkező felületek nagyságától, a mozgás sebességétől, csakis az egymáson elcsúszó felületek anyagától és minőségétől, valamint az érintkező felületre merőleges erő nagyságától. A súrlódási erő tehát:

$$F_S = \mu \cdot F_N \quad (\text{N})$$



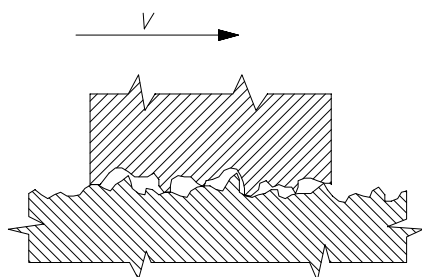
1.09. ábra

ahol μ a csúszási súrlódási tényező, F_N az érintkező felület normálisában ható erő (1.09. ábra).

A súrlódási tényező kísérleti úton határozható meg, táblázatok, szakkönyvek tartalmazzák értékeit különböző anyag párok esetén.

Az imént csúszási súrlódási tényezőről beszéltünk, ugyanis mozgás közben fellépő súrlódásról volt szó. Némileg más a helyzet, ha

nyugalomban lévő testet akarunk elmozdítani csúsztatással. A tapasztalat szerint a nyugalomból való kimozdításhoz nagyobb erő szükséges, mint ahhoz, hogy ugyanezen testet állandó sebességgel csúsztassuk. Ezen erő meghatározása teljesen hasonlóan történik a mozgásbeli súrlódási erő meghatározásához, a különbség a súrlódási tényezőben van. Ebben az esetben ugyanis a μ_0 tapadási súrlódási tényezőt használjuk, melynek értéke némileg nagyobb a megfelelő μ értéknél



1.10. ábra

$$F_{s0} = \mu_0 \cdot F_N \quad (\text{N})$$

Néhány fontosabb μ és μ_0 értéket az 1. táblázatban foglaltunk össze.

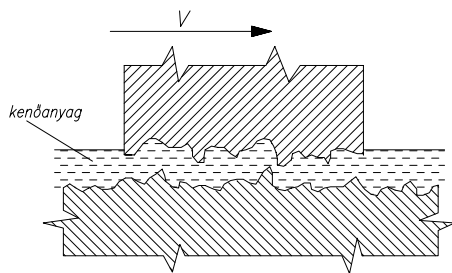
A csúszási súrlódás a felületek egyenetlenségeinek tulajdonítható (1.10. ábra). A leggondosabban lecsiszolt felületek is érdesek - legalábbis mikroszkopikusan - tehát súrlódási erő létezik, de nagysága a felületi megmunkálás finomságának növelésével csökkenthető (ez a súrlódási tényező csökkentését jelenti). A tapadás esetén vizsgálva azt tapasztaljuk, hogy az igen gondosan lecsiszolt felületek kitűnően tapadnak egymáshoz.

A csúszási súrlódási tényező értéke jelentősen csökkenthető kenőanyagok, pl. olajok alkalmazásával. Ekkor a szilárd testek súrlódása helyébe a lényegesen kisebb folyadéksúrlódás lép (1.11. ábra).

**Csúszási és tapadási súrlódási tényezők
(tájékoztató irányértékek)**

	csúszási súrlódási tényező (μ)		tapadási súrlódási tényező (μ)	
	szárazon	kenve	szárazon	kenve
	Acél A 38			
acélon	0,12	0,08	0,15	0,12
öntöttvason	0,18	0,06	0,19	0,1
fehérfémén	-	0,05	-	-
bronzon	0,18	0,07	0,19	-
fán	0,05	0,08	0,56	0,11
Bőrszíj				
fémén	0,48	0,15	0,6	0,1
öntöttvason	0,46	0,12	0,48	0,12
fán	0,4	-	0,47	-
Fékszalag				
acélon	0,45	-	-	-
Gumi				
aszfalton	0,5	-	0,7	-
Ferrodol				
öntöttvason				
ill.				
acélon	0,35	-	-	-
Kenderkötél				
fán	0,5	-	0,58	-
acélon	0,22	-	0,25	-

1.01. táblázat



1.11. ábra

Maga a csúszási súrlódás elkerülhető pl. kocsiknál kerekek, tengelyeknél gördülőcsapágyak alkalmazásával, ill. az általában lényegesen kisebb gördülési ellenállással helyettesíthető.

Egy pályán gördülő kerék esetén a kerék kisebb-nagyobb mértékben belenyomódik a pályába (1.12. ábra). A kerék tehát nem egy ponton, hanem egy felület mentén érintkezik a pályával. Ezen felület mentén egy megoszló erőrendszer tart egyensúlyt a pályára merőleges F erő hatásvonalától. Egyenletes

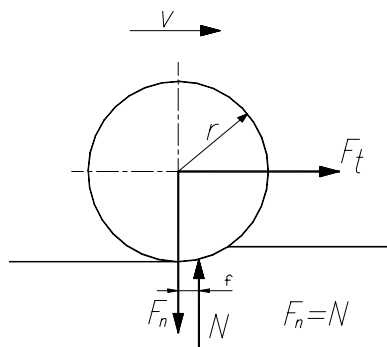
sebességű haladás esetén az így fellépő lassító nyomaték egyenlő kell, hogy legyen a mozgást előidéző F_t erő nyomatékával

$$N \cdot f = F_n \cdot f = F_t \cdot r$$

tehát

$$F_t = F_n \cdot \frac{f}{r} \quad (N)$$

Egy kerék egyenletes sebességű gördítéséhez szükséges erő egyenlő a normális irányú erőnek (F_n) és egy tényezőnek a szorzatával (f / r). Ezt a tényezőt gördülőellenállási tényezőnek nevezzük (μ_g).



1.12. ábra

A gyakorlatban az alábbi összefüggés szerint dolgozunk

$$F_t = F_g = F_n \cdot \mu_g \quad (N)$$

A gördülőellenállási tényezőről mondottakból következik, minél jobban belenyomódik a kerék a pályába, annál nagyobb, minél nagyobb a kerék átmérője, annál kisebb az egyenletes sebességű vontatáshoz szükséges erő. Mindez jó egyeztetést mutat a gyakorlati tapasztalatokkal. Néhány fontosabb μ_g értéket a 2. táblázatban foglaltuk össze.

Érdeemes megjegyezni, hogy néhány esetben μ_g helyett f értéke adott pl. cm-ben. Ilyenkor természetesen az ellenállási erő meghatározásához a kerék sugarának ismerete is szükséges.

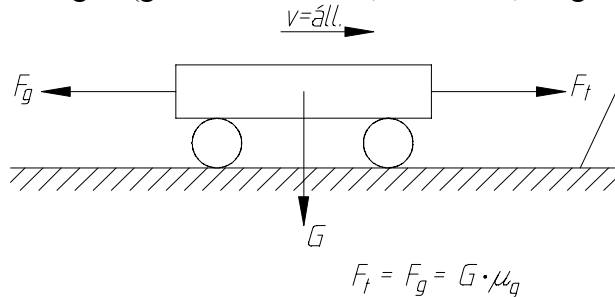
Gördülőellenállási tényezők (tájékoztató irányértékek)

	(μ_g)
Vasúti kocsi	
vasúti sínen (kis sebességnél)	0,0025
vasúti sínen (nagy sebességnél egyéb ellenállásokkal együtt)	0,004
Gépjármű	
jó aszfaltúton	0,015
jó kőburkolaton	0,018
jó makadám országúton	0,03
száraz, kemény és jó földúton	0,05
közönséges földúton	0,1

1.02. táblázat

1.2.2. Tehervontatás vízszintes pályán

Vízszintes pályán történő egyenletes sebességű vontatás esetén, mivel a test súlypontjának magassága nem változik - éppen akkora erőt kell kifejtenünk, amekkora az ellenállási erők összege (gördülő-ellenállás, súrlódás, légellenállás). A továbbiakban a légellenállást



figyelmén kívül hagyjuk, valamint a gyakorlati életben gyakrabban előforduló gördülő-ellenállással foglalkozunk. Mint a fentebb elmondottakból kitűnik a súrlódás és a gördülő-ellenállás kezelése között mindössze a tényezőben van eltérés, jóllehet a két jelenség egymástól jelentősen eltér.

1.13. ábra

Vízszintes pályán vontatott kocsit mutat az 1.13. ábra. Mint korábban említettük, a vontatáshoz szükséges erő (F_t) éppen egyenlő az ellenállási erővel (F_g):

$$F_t = F_g$$

Az ellenállási erő ebben az esetben :

$$F_g = G \cdot \mu_g \quad (\text{N})$$

mivel vízszintes pályára merőleges erő éppen a kocsi súlyereje.

Valamely s hosszúságú úton történő vontatás esetén

$$W_t = F_t \cdot s \quad (\text{N} \cdot \text{m}) = (\text{J})$$

munkát kell végeznünk. Ez a munka természetesen egyenlő az ellenállási erő által felemésztett munkával:

$$W_s = F_g \cdot s \quad (\text{J})$$

Ez a munkamennyiség a mozgás során súrlódási hővé alakul át. Ha SI mértékegységrendszerben számolunk, akkor a hőmennyiséget szintén joule-ban mérjük, tehát semmiféle átszámításra nincs szükség. A technikai mértékrendszerben a munka mértékegysége kpm volt, ami a technikai mértékrendszerben érvényes hőmennyiség-egységre, a kcal-ára az alábbi egyenlet szerint számítható át:

$$1 \text{ kcal} = 427 \text{ mkp}$$

Nem mellékes szempont az, hogy ezt a munkamennyiséget mennyi idő alatt végezzük el. Fontos jellemző tehát az elvégzett munkának az idő egységére eső hányadosa, amit teljesítménynek nevezünk.

$$P_t = \frac{W_t}{t} \quad \left(\frac{\text{J}}{\text{s}}\right) = (\text{W})$$

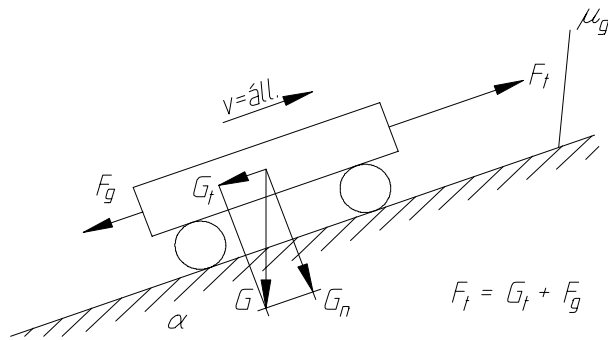
Ha az összefüggést kissé kifejtjük:

$$P_t = \frac{F_t \cdot s}{t} = F_t \cdot v \quad \left(\text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = \left(\frac{\text{J}}{\text{s}}\right) = (\text{W})$$

azaz a vontatóerő teljesítménye egyenlő a vontatóerő és a vontatási sebesség szorzatával. Természetesen az ellenállás teljesítménye a vontatás teljesítményével megegyezik

1.2.3. Tehervontatás lejtőn

Ha az említett kocsí nem vízszintes, hanem lejtős pályán kell vontatnunk, úgy a kocsí erőjátéka az 1.14. ábra szerint alakul. A kocsí súlyereje felbontható egy lejtőre merőleges és egy lejtővel párhuzamos komponensre. A merőleges szárú szögpárok segítségével a lejtővel párhuzamos komponens



1.14. ábra

$$G_t = G \cdot \sin \alpha \quad (\text{N})$$

és a lejtőre merőleges komponens

$$G_n = G \cdot \cos \alpha \quad (\text{N})$$

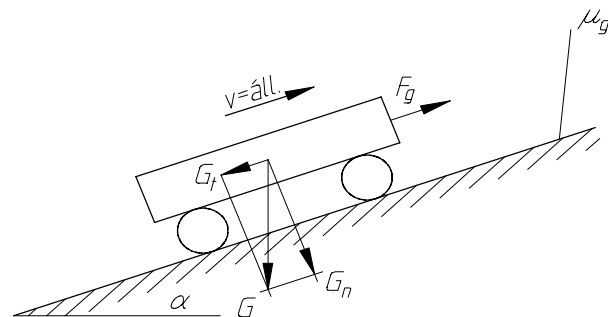
Az ellenállási erő ennek következtében

$$F_g = G_n \cdot \mu_g = G \cdot \mu_g \cdot \cos \alpha$$

A vonóerőnek pedig nyilvánvalóan a G_t és F_g erők összegével kell egyensúlyt tartania egyenletes sebességű vontatás esetén.

$$F_t = G_t + F_g = G \cdot (\sin \alpha + \mu_g \cdot \cos \alpha) \quad (\text{N})$$

Ha a kocsí egészen egyszerűen csak áll a lejtőn, úgy elképzelhető a következő három eset (1.15. ábra):



1.15. ábra

1. $G_t = G \cdot \sin \alpha < F_g = G \cdot \mu_g \cdot \cos \alpha$
a kocsí nyugalomban marad a lejtőn,
2. $G_t = G \cdot \sin \alpha = F_g = G \cdot \mu_g \cdot \cos \alpha$
a kocsí állandó sebességgel legördül a lejtőn,
3. $G_t = G \cdot \sin \alpha > F_g = G \cdot \mu_g \cdot \cos \alpha$

a kocsí gyorsulva gördül le a lejtőn.

Az 1. esetben a lefelé vontatáshoz is vontatóerő szükséges, mégpedig

$$F_t = F_g - G_t = G \cdot (\mu_g \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (\text{N})$$

A 3. esettel a későbbiekben még részletesen foglalkozunk, itt csak annyit jegyezzünk meg, hogy ezen gyorsuló legördülés megakadályozásához éppen

$$F_f = G_t - F_g = G \cdot (\sin \alpha - \mu_g \cdot \cos \alpha) \quad (\text{N})$$

nagyságú fékezőerőt kell befektetnünk.

A 2. esettel kapcsolatban útmutatást találhatunk a μ_g tényező kísérleti meghatározására.

Ugyanis

$$G \cdot \sin \alpha = G \cdot \mu_g \cdot \cos \alpha$$

tehát

$$\mu_g = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha$$

Ez annyit jelent, hogy ha egy változtatható hajlásszögű lejtőre helyezett kocsi esetén a lejtő hajlásszögét addig növeljük, amíg a kocsi éppen elindul és egyenletes sebességgel legördül, a megmért szög tangense éppen a μ_g tényezőt eredményezi. Nyilvánvaló az is, hogy ugyanilyen módon a μ súrlódási tényező is meghatározható. Vigyázni az utóbbi esetben azért kell, mert egy bizonyos határszög tangense éppen a tapadási súrlódási tényezőt szolgáltatja. A csúszási súrlódási tényező meghatározásához azt a hajlásszöget kell megkeresni, melynél a lecsúszó test sebessége állandó !

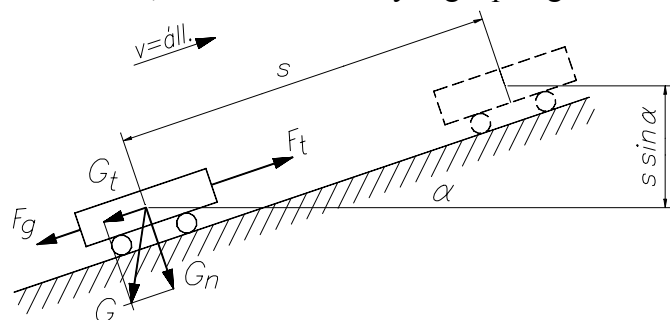
Lejtőn történő tehervontatáskor valamely s úton végzett munka (1.16. ábra)

$$W_t = F_t \cdot s \quad (\text{J})$$

Ez a munka azonban nem alakul teljes egészében súrlódási hővé, hiszen

$$W_t = G_t \cdot s + F_g \cdot s = G \cdot s \cdot \sin \alpha + F_g \cdot s \quad (\text{J})$$

azaz a súrlódási hő csak a második tagból lesz. Az első tag éppen a helyzeti energiának a növekedése, ezt a munkamennyiséget pedig a kocsi képes visszaszolgáltatni.



1.16. ábra

A teljesítmény az általános összefüggés szerint

$$P_t = \frac{W_t}{t} = F_t \cdot v = (G_t + F_g) \cdot v \quad (\text{W})$$

Abban az esetben, amikor a fékezőerő működtetésével érjük el, hogy a kocsi egyenletes sebességgel gördüljön le a lejtőn, fékezési teljesítményről beszélünk:

$$P_f = F_f \cdot v = G \cdot (\sin \alpha - \mu_g \cdot \cos \alpha) \cdot v \quad (\text{W})$$

amely hőtéljesítmény teljes egészében a fékeket terheli; természetesen mechanikus fékezés esetén (nem motorfék alkalmazásánál).

A gyakorlatban a lejtők igen sokszor nem szögükkel adottak, hanem lejtésükkel, jele: i , százalékban (%) vagy ezrelékben (‰). Ilyen esetekben, ha csak a számítás nem igényel nagy pontosságot, a következő módon járhatunk el.

A százalékban vagy ezrelékben megadott lejtés mindig a lejtő szögének tangensével egyezik meg. Ha a lejtés százalékos értéke nem nagyobb 9%-nál, vagy éppen ezrelékben adott, úgy alkalmazhatjuk a következő egyszerűsítést

$$i = \operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha$$

aminek következtében

$$\cos \alpha \approx 1$$

Tehát összefüggéseink változatlanul felhasználhatók, azonban annyiban egyszerűsödnek, hogy $\sin \alpha$ helyében i , $\cos \alpha$ helyében pedig 1 írható.

Így például

$$F_f = G \cdot (\sin \alpha - \mu_g \cdot \cos \alpha) \quad (\text{N})$$

összefüggésünk

$$F_f = G \cdot (i - \mu_g) \quad (\text{N})$$

alakra egyszerűsödik.

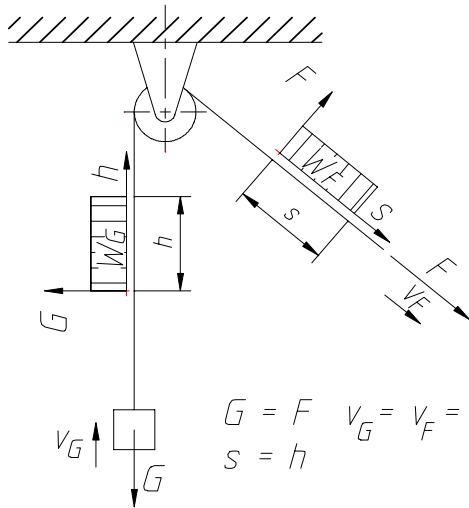
1.2.4. Teheremelés. Csigá és csigasor

A teheremelés az emelőgép munkája. A felemelt test a teher (súlya G), melyet valamelyet függesztő elem segítségével valamely h magasságra emelünk.

Az emelőgép legegyszerűbb alakja az *1.17. ábra* vázlatosan bemutatott állócsiga. Mint látható, az állócsiga a húzóerőt átvivő kötelet eltereli, amivel elérhető, hogy a húzóerő a munkavégzés szempontjából kedvezőbb irányú legyen.

Ha minden veszteségtől eltekintünk, úgy az egyenletes sebességű emelés feltétele $G = F$. Nyilvánvaló, hogy adott h magasságra történő súlyemelés esetén a végzett munka éppen a helyzeti energia megváltozásával egyenlő

$$W_G = E_h = m \cdot g \cdot h = G \cdot h \quad (\text{J})$$



1.17. ábra

Az F erő, mint mondtuk egyenlő a G erővel, munkája

$$W_F = F \cdot s \quad (\text{J})$$

ahol szükségképpen

$$s = h$$

mivel a kötelet nyújthatatlannak tekintjük. Mint az 1.17. ábrán a munkaterületekkel szemléltetve látható,

$$G = F \quad v_G = v_F = \text{áll.} \\ s = h$$

$$W_F = F \cdot s = G \cdot h = W_G \quad (\text{J})$$

A teheremelés teljesítménye pedig, ha v_G az emelés sebessége

$$P_G = G \cdot v_G = F \cdot v_F = P_F$$

természetesen veszteségmentes esetben.

A teherműlyesztés folyamata egyenletes sebességű üzem esetén mindössze annyiban különbözik a fent leírtaktól, hogy ebben az esetben a mozgási energia apadásáról kell beszélnünk, tehát a G súlyerő végzi a munkát az F erő ellenében.

Mint az 1.17. ábra kapcsán láttuk az állócsiga segítségével módosítottuk a munkát végző erő irányát. Ha a terhet az 1.18. ábra szerint mozgó csigára függesztjük, úgy elérhetjük a munkát végző erő nagyságának módosítását is. Az ábrán feltüntetett állócsiga az erő irányát módosítja, mint tudjuk az erő nagyságára nincs befolyása.

Könnyen megállapíthatjuk, hogy a mozgócsiga két kötelében egyaránt $G/2$ erő hat. Az egyik erő a felfüggesztési pontban adódik át valamely szerkezetre, míg a másik erőt a munkát végző F erő egyensúlyozza ki. Tehát

$$F = \frac{G}{2}$$

ami egyben az egyenletes sebességű emelés feltétele. Ha meggondoljuk, hogy adott h magasságra történő emeléshez

$$E_h = W_G = G \cdot h = W_F = F \cdot s = \frac{G}{2} \cdot s \quad (\text{Nm}) = (\text{J})$$

ahonnan

$$s = 2 \cdot h$$

Tehát elértük az erő nagyságának módosítását, de természetesen munkát nem takarítottunk meg. Mindezt szemléletesen is beláthatjuk az 1.18. ábra alapján.

A megvalósított módosítás: a mozgóerő a teher nagyságának a fele, mivel a teher nagyságát megfeleztük. Ennek azonban az ára az, hogy kétszer hosszabb úton kell kifejtünk a mozgóerőt, valamint a teheremelés sebessége mindössze fele a mozgóerő sebességének:

$$v_G = \frac{v_F}{2}$$

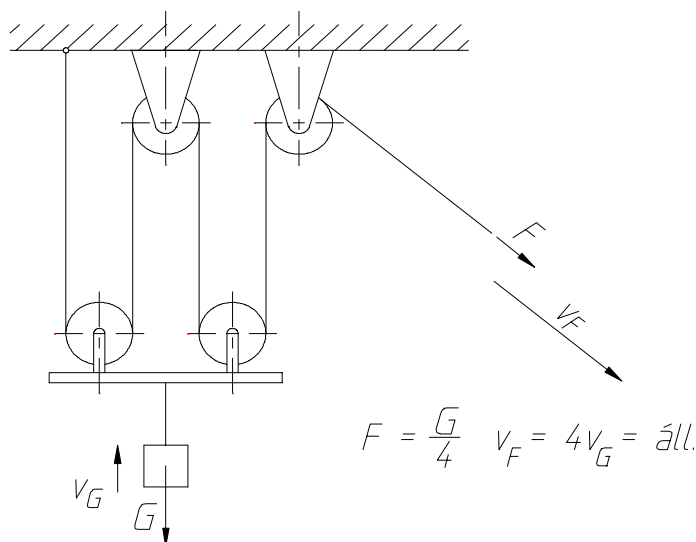
Mindez könnyen belátható, ha arra gondolunk, hogy szükségképpen a mozgóerő és a teher teljesítménye egyenlő, ha továbbra is feltételezzük, hogy veszteségmentes az emelőszerkezet. Ekkor ugyanis felírható a következő egyenlet:

$$P_G = G \cdot v_G = F \cdot v_F = P_F$$

Nem hagyva figyelmen kívül azt, amit korábban a súlyerő és a mozgóerő viszonyára vonatkozóan megállapítottunk, ebből más nem következik, mint amit belátni kívántunk:

$$v_G = \frac{v_F}{2}$$

Egy mozgó csigával tehát kétszeres módosítást értünk el. Nyilvánvaló, ha az 1.18. ábrán bemutatott szerkezetet kibővítjük oly módon, hogy az állócsiga után egy újabb mozgó csigát iktatunk be, és a terhet az 1.19. ábrán bemutatott módon egy teherelosztó gerenda segítségével mindkét mozgócsigára felfüggesztjük, úgy a módosítás már négyszeres lesz. Ez belátható oly módon is, hogy a G súlyú teher immár négy kötélágban oszlik meg, és ezek közül csak az egyik kötélágban fejtjük ki az F erőt.



1.19. ábra

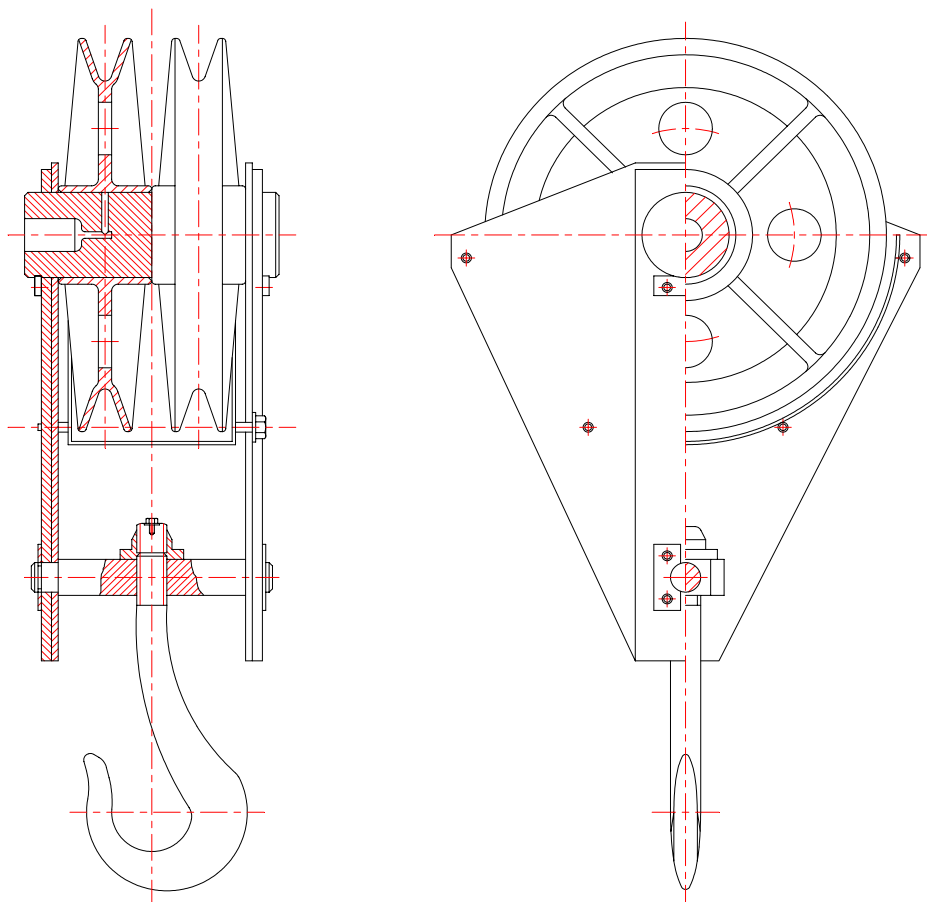
Belátható azonban oly módon is, hogy az 1.19. ábrán egy kétszeres módosítást adó szerkezet után egy újabb kétszeres módosítást adó szerkezetet építünk be, tehát a teljes módosítás nyilván $2 \cdot 2 = 4$.

Természetesen a teheremelés sebessége a mozgóerő sebességéhez képest még jobban elmarad, mégpedig

$$v_G = \frac{v_F}{4}$$

Ennek bizonyítására nem térünk ki, a korábban bemutatott úton minden nehézség nélkül elvégezhető.

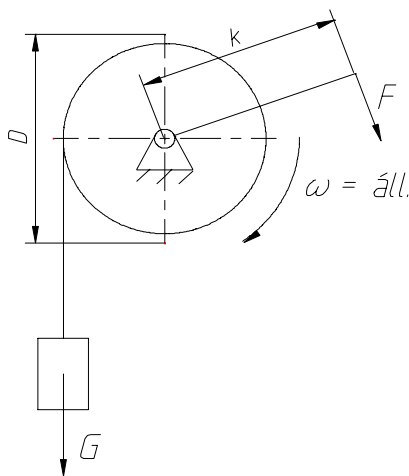
Az egy mozgó csigával megvalósított teherfelfüggesztést 2 kötélágas, a két mozgó csigával megvalósított 4 kötélágas teherfelfüggesztésnek is szokás nevezni. A gyakorlatban a mozgó csigák nem rendelkeznek külön tengellyel, hanem egy közös tengelyen vannak egymás mellé helyezve (1.20. ábra). A szükséges állócsigák szintén egy közös tengelyre kerülnek, így jelentősen csökkenthető a szerkezet helyigénye.



1.20. ábra

A gyakorlatban a legalárendeltebb esetektől eltekintve mindenhol 2,4 esetleg több kötélágas felfüggesztést alkalmaznak. Ez ugyanis egy olyan egyszerű módosítás, mellyel jelentősen csökkenthető az egy kötélágban ható erő, miáltal az emelőgép teherbírása növelhető anélkül, hogy túlságosan nagy átmérőjű acélsodrony alkalmazása válna szükségessé. A kisebb átmérőjű kötel olcsóbb, könnyebb, és könnyebben hajlítható, ami a veszteségek és az élettartam szempontjából egyáltalán nem mellékes.

1.2.5. A mechanikai munka átvitele forgó mozgással, az áttétel



1.21. ábra

Mint ezt az előző fejezetben megállapítottuk, az állócsiga segítségével a munkavégzés irányát módosítottuk, kedvezőbbé tettük a munkát végző ember számára. A mozgócsigák segítségével pedig az erő nagyságát módosítottuk. Mindkét esetben azonban a munkát végző erő egyenes pályán haladt. A munkavégzés szempontjából még kedvezőbb helyzet áll elő, ha a hajlékony vonóelemet (kötél) nem egyenes pályán mozgatjuk, hanem a végét egy ún. kötéldobra csévéljük, a kötéldobot pedig a tengelyére ékelt hajtókar segítségével forgatjuk. Az említett szerkezet vázlatát az 1.21. ábra mutatja. Mivel a gyakorlatban a vázolt szerkezet igen elterjedt, vizsgáljuk meg egyenletes sebességű üzemét.

Az egyenletes sebességű üzem annyit jelent, hogy a teher (G) vagy az emelőerő (F) sebessége állandó. Az F erő esetében ez azt jelenti, hogy a kerületi sebesség nagysága állandó,

$$v = k \cdot \omega \quad \left(\frac{m}{s}\right)$$

ahol k a hajtókar hossza. Mivel ez állandó, a kerületi sebesség állandósága az ω szögsebesség állandóságát is jelenti. Mivel a szögsebesség - ami az egy másodpercre eső radiánban kifejezett szögelfordulás - mérése igen nehéz, ezért a forgó mozgás jellemzésére a szögsebesség helyett bevezették a fordulatszámot. A fordulatszám az egy másodperc alatt megtett fordulatok számát fejezi ki, n betűvel jelöljük, mértékegysége (1/s). A gyakorlati életben általánosan elterjedt szokás az egy perc alatt megtett fordulatok számáról beszélni, így a fordulatszám mértékegysége 1/min. A szögsebesség és az 1/min-ban kifejezett fordulatszám az alábbiak szerint van összefüggésben egymással.

Egy körülfordulással a tengely 2π szöget ír le, tehát egy perc alatt $2\pi \cdot n$ a szögelfordulás. Ennek pedig egy másodpercre eső része a szögsebesség. Tehát

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \approx \frac{n}{9,55} \quad \left(\frac{1}{s}\right)$$

ahol n a fordulatszám (1/min)-ban, ω pedig a szögsebesség (1/s)-ban.

A továbbiakban - széleskörű elterjedtsége miatt - a fordulatszám mértékegységeként az 1/min-t használjuk.

Tehát az F erő sebessége, a kerületi sebesség

$$v_F = k \cdot \omega = k \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad \left(\frac{m}{s}\right)$$

Az F erő teljesítménye pedig

$$P_F = v_F \cdot F = k \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot F \quad \left(\frac{\text{Nm}}{\text{s}}\right) = (\text{W})$$

Korábbi vizsgálataink szerint veszteségmentes és egyenletes sebességű üzem esetén ez a teljesítmény egyenlő a teher által elfogyasztott teljesítményével. Ha a teher emelkedésének sebessége v_G

$$P_G = P_F = v_G \cdot G \quad (\text{W})$$

A teher sebességét azonban felírhatjuk a következő módon

$$v_G = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{D}{2} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

Ugyanis a teher emelkedési sebessége természetesen a D átmérőjű kötél Dob kerületi sebességével egyezik meg. Az pedig egészen nyilvánvaló, hogy a Dob és a hajtókar fordulatszámja azonos, hiszen azonos tengelyre vannak ékelve! Ezek után felírható, hogy

$$P_G = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{D}{2} \cdot G = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot k \cdot F = P_F$$

A lehetséges egyszerűsítés után

$$\frac{D}{2} \cdot G = k \cdot F$$

Eredményünk azt jelenti, hogy a vizsgált esetben az egyenletes sebességű üzem feltétele, hogy a közös tengelyre számított nyomatékok egymással egyenlőek legyenek, hiszen a bal oldalon a G teher nyomatéka, a jobb oldalon az F erő nyomatéka állandó.

$$M_G = M_F \quad (\text{Nm})$$

Ha újra szemügyre vesszük az 1.21. ábrát és annak megfelelően

$$k > \frac{D}{2}$$

akkor a nyomatékok egyenlőségéből következik ,hogy

$$F < G$$

mégpedig

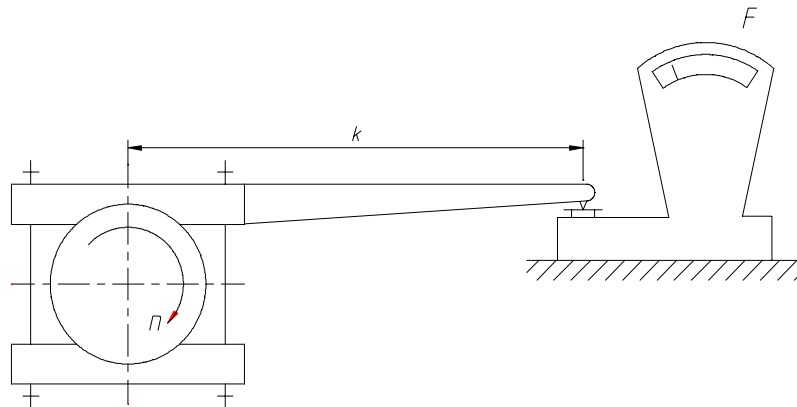
$$\frac{k}{\frac{D}{2}} = \frac{G}{F}$$

Tehát itt is módosítottuk az erő nagyságát, mint a mozgó csiga esetén.

A teher és a hajtóerő nyomatékának bevezetésével a teljesítményt a következő, forgó mozgásoknál szokásos alakban írhatjuk fel

$$P = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot M = \omega \cdot M \quad (\text{W})$$

Tehát a teljesítményt a nyomaték és a szögsebesség (vagy a fordulatszám) egyértelműen meghatározza. Azaz ha megmérjük egy erőgép tengelyének fordulatszámát és nyomatékát, abból meghatározhatjuk a gép teljesítményét.



1.22. ábra

Egy ilyen gyakorlati mérési eljárást szemléltet az 1.22. ábra, ahol Prony-fékkal történő mérés vázlatát láthatjuk. Az erőgép tengelyére szorítópórákat helyezünk. A pórák szorossága állítható, miáltal különböző fékező nyomaték állítható be, hiszen a súrlódási erő más és más lesz. Ennek a nyomatéknak a

meghatározása céljából a fékberendezéshez egy kar van erősítve, mely egy erőmérő mérleg tányújára támaszkodik. Az 1.22. ábrán jelzett k karhosszhoz megmérhető az F erő értéke leolvasható a mérleg skálájáról. Ezen két mennyiség szorzata adja a keresett nyomatékot

$$M = k \cdot F \quad (\text{Nm})$$

A fordulatszám vagy mérőórával vagy számlálással (kisebb fordulatszámoknál) határozható meg. Ezekből az adatokból a gép teljesítménye a már ismert úton számítható.

A fékezés nemcsak mechanikusan történhet, hanem hidraulikusan, vagy villamos úton is. Az előbbi esetben vízfékről, az utóbbi esetben pedig ún. örvényáramú fékről beszélünk.

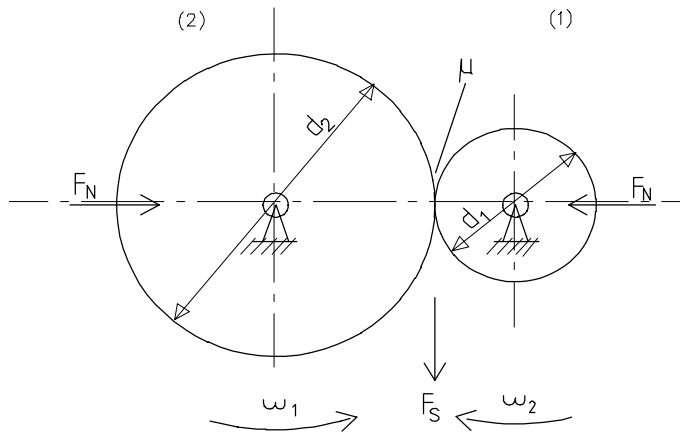
A leadott teljesítmény mérése a gyakorlatban valóban a fenti elvek szerint történik. Minden fékkel történő teljesítménymérés során a gép leadott teljesítménye hővé alakul és veszendőbe megy, a féket hűteni kell. Olyan helyeken, ahol rendszeresen nagyteljesítményű gépek fékezései történik, a keletkező hulladékhő hasznosítására a helyi viszonyoktól függően gondolni kell (pl.: melegvíz előállítás).

1.2.6. Közlőművek. Dörzshajtás, szíjhajtás, lánchajtás, fogaskerék-hajtás

Az erőgépek döntő többsége forgó mozgás alakjában szolgáltatja a mechanikai munkát. Az erőgép teljesítménye az ún. főtengelyen jelentkezik forgó mozgás formájában. Ahhoz, hogy ezt a teljesítmény egy munkagép hajtására felhasználhassuk, az erőgép tengelyét össze kell kapcsolnunk a munkagép tengelyével. További probléma lehet, hogy az erőgép fordulatszáma vagy nyomatéka nincs összhangban a munkagép jellemzőivel, valamint az erőgép több munkagépet hajt.

A fordulatszám és a nyomaték módosítása, ill. a mozgás jellegének megváltoztatása a közlőművekre hárul. A következőkben ismerkedjünk meg a legalapvetőbb mechanikai közlőművekkel.

a) A legegyszerűbb közlőmű lényegében két tárcsából áll, amelyek közül az egyik az erőgép, a másik a munkagép tengelyére van ékelve (1.23. ábra).



A mechanikai munka a két tárcsa között keletkező súrlódási erő közvetítésével kerül át. Ezért ezt dörzshajtásnak is nevezzük. A két kerék átmérője nem azonos. Vizsgáljuk meg, hogyan alakul a munkagép tengelyének fordulatszáma. Az 1. jelű kerék kerületi pontjainak sebessége:

$$v_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \omega_1 = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60}$$

1.23. ábra

Ha feltételezzük, hogy a két kerék egymáson csúszásmentesen gördül le, akkor a kerületi sebességeknek meg kell egyezniük. Ezt a feltételezést első közelítésben megtehetjük, hiszen célunk az, hogy a munkagép tengelyére ékelte kerék mozgása kövesse a hajtó kerék mozgását.

$$v_2 = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = v_1$$

Az egyszerűsítések után:

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

tehát a tárcsaátmérők viszonya fordított arányban áll a fordulatszámok viszonyával. Ezt a viszonyszámot módosításnak nevezzük, és i betűvel jelöljük. A szögsebességekkel is kifejezhető az áttétel. Az 1.23. ábrán vázolt dörzshajtás esetén a fordulatszám i -szeresére csökkent, azaz a gép forgása lelassult.

Az 1. tengelyen jelentkező P_1 teljesítmény:

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1$$

Ez a teljesítmény a súrlódási erő révén adódik át a 2. tengelyre. Ez a súrlódási erő, mint kerületi erő jelentkezik az 1. tengelyre ékelt tárcsán.

$$P_1 = F_1 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \omega_1$$

F_1 -nek a súrlódási erővel kell megegyeznie a csúszásmentes legördülés esetén, de akkor F_2 is egyenlő ezekkel az erőkkel:

$$F_1 = F_S = F_2$$

A 2. keréken jelentkező teljesítmény:

$$P_2 = F_2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \omega_2 = M_2 \cdot \omega_2 = P_1$$

Ezek szerint:

$$M_2 \cdot \omega_2 = M_1 \cdot \omega_1$$

ahonnan

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_1}{M_2} = i$$

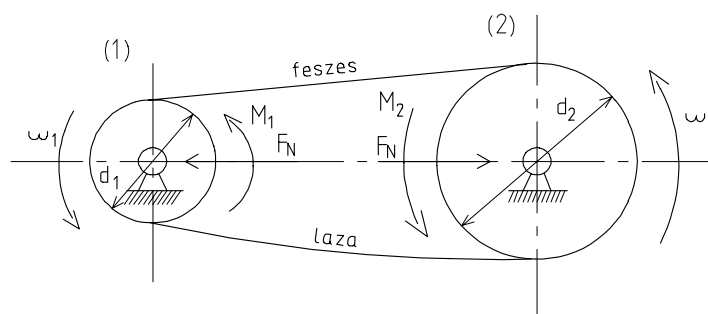
Csúszásmentes legördülés esetén az áttétel a nyomatékok viszonyával is kifejezhető, tehát itt az M_1 nyomaték i -szeresére növekedett. Feltételeztük, hogy a két tengelyen lévő teljesítmény megegyezik, ezáltal a gép üzeme egyenletes, hiszen a munkasebesség állandó.

Az 1.23. ábrán látható, hogy az adott kerületi erő átviteléhez szükséges súrlódási erő létrehozásához

$$F_N = \frac{F_S}{\mu_0}$$

nagyságú, a két tárcsát összeszorító erő szükséges. Ez az erő igen nagy is lehet, olyannyira, hogy ilyen módon a hajtás nem oldható meg. Éppen ezért az ilyen hajtást csak kis teljesítményeknél használjuk.

b) Az 1.24. ábrán egy szíjhajtás látható. Lényege, hogy a hajtó ill. a hajtott tengelyekre ékelt tárcsákon hajlékony vontatóelemet, szíjat vetettünk át.



1.24. ábra

Súrlódási erőt akkor kapunk, ha a szíj mindkét ágát megfeszítjük F_N erővel. Ezáltal a szíj két ágában két különböző erő keletkezik. A feszes ágban, amely maga után vonja a 2. tárcsát, T_1 erő, a laza ágban T_0 erő keletkezik. Ezáltal:

$$F_N = T_1 + T_0$$

A 2. tengelyt terhelő M_2 nyomaték legyőzése csak úgy lehetséges, ha a feszes ágban lévő T_1 erő T_0 -hoz képest annyira megnövekszik, hogy a nyomaték egyensúlya beállhasson. Tehát:

$$\frac{d_2}{2}(T_1 - T_0) = M_2$$

Az átvitt kerületi erő:

$$F_k = T_1 - T_0$$

Az 1. tengelyre ékelt tárcsára is felírható, hogy:

$$\frac{d_1}{2}(T_1 - T_0) = M_1$$

A szíjhajtás áttétele csúszásmentes esetben az alábbi egyenletből kifejezhető:

$$v_2 = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = v_1$$

Tehát:

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Az áttétel a nyomatékok viszonyával is kifejezhető:

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_2}{M_1}$$

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 = P_2$$

A tengelyt terhelő erő úgy határozható meg, ha ismerjük a T_1 - T_0 viszonyát, ami a gyakorlatban:

$$\frac{T_1}{T_0} \cong 2$$

Ezt a viszonyt feszültségi viszonyának is nevezzük. Ilyen esetben a megcsúszás, ami a gyakorlatban mindig van, minimális értéken tartható.

Kötélhajtás esetén:

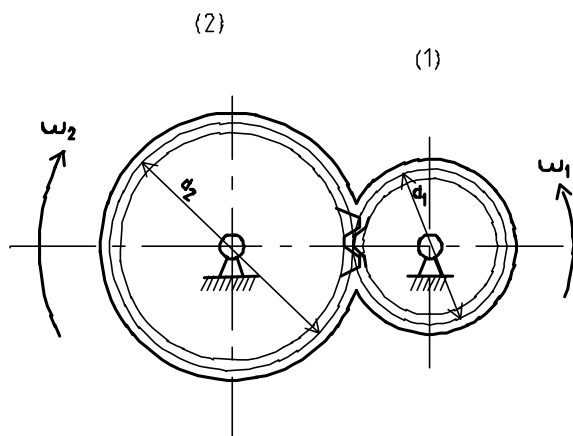
$$\frac{T_1}{T_0} \cong 3$$

Az eddig tárgyalt eseteket súrlódó-hajtásoknak is nevezzük. Hátrányuk, hogy megcsúszás mindig van, és a tengelyeket merőlegesen terhelő erő szükséges a kapcsolathoz.

c) Az 1.25. ábrán fogazott kerek kapcsolódása látható. Általában evolvens fogprofilt használnak, így ugyanis a két kerék elvileg csúszásmentesen gördül le egymáson. Mindenkor igaz, hogy:

$$v_1 = v_2$$

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$



1.25. ábra

A d_1 és a d_2 átmérő nem a külső átmérője a fogaskeréknek, hanem az ún. osztókör átmérő, melyen a kapcsolat létrejön. Számításainkban ezt használjuk.

A módosítás a fogszámok viszonyával is kifejezhető:

$$d_1 \cdot \pi = z_1 \cdot t,$$

$$d_2 \cdot \pi = z_2 \cdot t, \quad (t = \text{fogosztás})$$

$$\frac{d_2}{d_1} = i = \frac{z_2}{z_1}$$

d) Lánc-hajtás: Két fogazott lánckerékből, és a rajtuk átvett, szemekből kialakított, végtelenített láncból áll. A lánc egyes szemei illeszkednek a lánckerék fogaira. Csúszásmentes kapcsolat valósítható meg lánchajtással. A módosítás a lánckerekek fogszámainak viszonyával fejezhető ki.

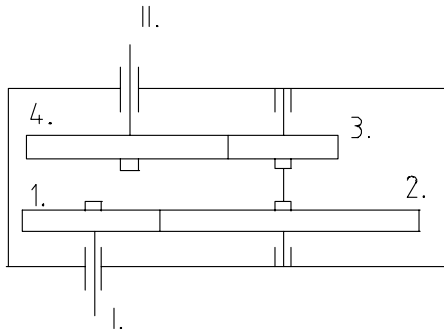
Fogaskerék és lánchajtás esetén a tengelyekre merőlegesen kifejtett lényegesen kisebb, hiszen a mozgás átvitele nem súrlódás révén történik, hanem merev kapcsolattal. A súrlódó hajtásokat alárendelt esetben alkalmazzák, ill., olyankor, ha a megcsúszás nem zavaró, sőt még kívánatos is, hogy a hajtómű ne legyen túlterhelhető, ugyanis adott feszítés esetén egy bizonyos teljesítménynél nagyobb nem lehet vele átadni. Kis tengelytávnál a dörzskerékpár, nagy tengelytávnál a szíjhajtás alkalmazható. A szíj anyagától függően gumi-, bőr-, műanyag-szíj hajtásról beszélünk. A szíj keresztmetszetétől függően lapos vagy ékszíjhajtásról beszélünk.

Fogaskerék- és lánchajtást alkalmazunk abban az esetben, ha a megcsúszás nem kívánatos, valamint, ha az átviendő teljesítmény nagyon nagy.

1.2.6.1. Fogaskerék-hajtóművek

Alapvető fontosságú szerkezet, mely hivatott a mechanikai munka átvitelére, a fordulatszám és nyomaték módosítására.

Szerkezete: hegesztett acél vagy öntöttvas (esetleg Al.) házban elhelyezkedő egy vagy több, egymással kapcsolódó fogaskerékből áll. A fogaskerék-párok számát az eredő módosítás határozza meg. Egy fogaskerék-hajtómű vázlatos rajzát mutatja a 1.26. ábra. Az erőgép az I. tengelyen adja be a teljesítményt a hajtóműbe,



1.26. ábra

amelyből a munkagép a II. tengelyen át kapja ugyanezt a teljesítményt, ha a veszteséget figyelmen kívül hagyjuk.

Tehát:

$$P_I = P_{II}$$

$$M_I \cdot \omega_I = M_{II} \cdot \omega_{II}$$

$$\frac{\omega_I}{\omega_{II}} = \frac{M_{II}}{M_I} = i_{\ddot{o}}$$

($i_{\ddot{o}}$ = eredő módosítás)

A fordulatszám változása:

$$i_1 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_I}{\omega_k}$$

$$i_2 = \frac{d_4}{d_3} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{\omega_k}{\omega_{II}}$$

$$\omega_k = i_2 \cdot \omega_{II}$$

$$i_1 \cdot i_2 = \frac{\omega_I}{\omega_{II}}$$

$$i_{\ddot{o}} = i_1 \cdot i_2$$

Az eredő módosítás a részmódosítások szorzatával egyezik meg. Az eredő módosítást tetszés szerint oszthatjuk fel, szem előtt tartva, hogy egy fogaskerékpár esetén max. 5-7 legyen a módosítás, és lehetőleg kevés legyen a fokozatok száma. Ún. homlokfogazású kerekekből három fokozatnál többet nem szoktak alkalmazni egy hajtóműben. Ha ez nem lenne elég, akkor csigakerekes hajtást alkalmaznak, amely egy csigából és ennek tengelyére kitérően, de merőlegesen elhelyezkedő csigakerékből áll. A fogazatok speciális kialakításúak.

Módosítás: Ha a csiga egy bekezdésű, akkor egy fordulattal a csigakerék egy fognyi elfordulást végez.

Tehát a csigának z-szer kell körülfordulnia ahhoz, hogy a csigakerék 1-szer körülforduljon. (csigakerék fogainak száma: z) Ezért:

$$i = \frac{z}{1} = \frac{n_{csiga}}{n_{csiga\ kerék}}$$

A csiga lehet 2 vagy 3 bekezdésű is:

$$i = \frac{z}{2} \quad \text{ill.} \quad i = \frac{z}{3}$$

Ilyen esetben a módosítás 200-300 is lehet.

A csigakerékes hajtás egyirányú, ami azt jelenti, hogy csak a csiga hajthatja a csigakeréket, mert a szerkezet önzáró. A nagy súrlódás miatt hő keletkezik, amelyet bő olajozással, esetleg az olaj hűtésével lehet elvezetni. A hajtás legfőbb hátránya a nagy fogsúrlódás miatti alacsony hatásfok.

A fogaskerék-hajtóművek kialakításuk, áttételük szerint igen sokfélék lehetnek. Egyes típusok a gyártó cég katalógusából kiválaszthatók.

1.2.7. Veszteségek a gép üzemében, a gép hatásfoka

Az eddigiekben feltételeztük, hogy veszteségek nem lépnek fel. Ez a valóságban nincs így. A gépek üzemét mindig kisebb-nagyobb veszteségek kísérik, melyeket az üzemeltetés során fedeznünk kell, azaz a gép által végzett hasznos munkánál több, mégpedig a veszteségek értékével több munkát kell a gépbe bevezetnünk.

Már megismerkedtünk a súrlódással és a gördülő ellenállással, amelyek mindig fellépnek, amennyiben két érintkező alkatrész egymáshoz képest elmozdul. Pl: csapágyak, dugattyúk, stb. A veszteségek igen jelentős részét a súrlódási veszteségek jelentik. Pl. a hajtóműbe érkező teljesítmény egy része a tengelyek csapágyazásain fellépő súrlódás fedezésére fordítódik, továbbá a kapcsolódó fogaskerekek a valóságban csúsznak egymáson, ami további teljesítményvesztést jelent. Tehát a kimenő teljesítmény a bemenő teljesítménynek csak egy része lehet. A veszteség hővé alakul és a környezetnek adódik át.

Létezik súrlódás folyadékokban és gázokban is, valamint ezen közegek és a határoló szerkezetek között is. Mindez szintén teljesítményvesztést jelent, ami itt is hővé alakul, és számunkra haszontalanná válik.

Veszteségek azonban nemcsak a súrlódás következtében léphetnek fel. Vegyük pl. a súrlódó hajtásokat. Ezeknél a súrlódási erő kifejezetten hasznos, hiszen ennek segítségével valósítjuk meg a hajtást. Itt a veszteség a megcsúszás vagy slip. Tehát a hajtott tárcsa kerületi sebessége elmarad a hajtó tárcsa kerületi sebességével (V_1 -hajtó):

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$

$$v_2 < v_1$$

$$P_2 = F_k \cdot v_2 < F_k \cdot v_1 = P_1$$

$$v_2 = (1 - s) \cdot v_1$$

$$P_2 = F_k \cdot v_1 \cdot (1 - s) = P_1 \cdot (1 - s)$$

$$P_2 = P_1 \cdot (1 - s)$$

A hajtott tárcsa tengelyén a hajtó teljesítménynek éppen (1-s)-szerese vehető le. A veszteség, mint hő a környezetnek adódik át. A veszteségnek számos más fajtája létezik. Sok esetben igen nehéz meghatározni, hogy mekkora veszteség keletkezik.

Vezessünk be a η tényezőt, amit hatásfoknak nevezünk.

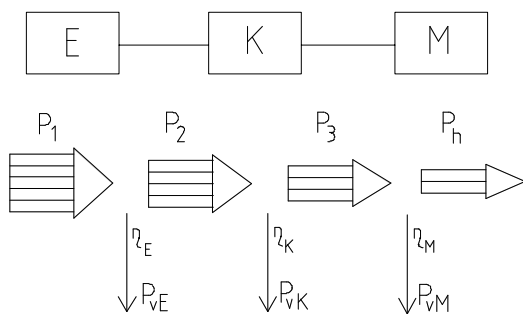
$$P_2 = P_1 \cdot \eta \qquad \eta = \frac{P_2}{P_1}$$

A hatásfok a hasznos teljesítmény és a bevezetett összes teljesítmény hányadosa. Ez a viszonyszám jellemző lesz a gép üzemére. Értéke minden esetben kisebb mint egy, a veszteségek miatt. A hatásfokot százalékban is meg lehet adni, így a max. értéke 100%.

Mindezt általánosíthatjuk minden gépre.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{\text{kimenő}}{\text{bemenő}} \qquad \eta = \frac{\text{hasznos}}{\text{bevezetett}}$$

Ezen munkák, teljesítmények jól mérhetők, ill. kiszámíthatók. A hatásfok ismeretében számítani tudjuk a veszteséget. Ennek az egyszerűsítésnek az a hátránya, hogy a veszteségek keletkezéséről semmit nem mond, ennek következtében arról sem, hogyan lehetséges a veszteségek csökkentése, egyáltalán lehetséges-e a csökkentés. A hatásfok lehetőséget nyújt arra, hogy vele a gép jóságát megítéljük, veszteségeit kiszámítsuk, de mindemellett nem nélkülözhetjük annak átgondolását, hol és minek következtében keletkeznek a veszteségek.



1.27. ábra

Az 1.27. ábra egy gépláncot ábrázol, amely erőgépből (E), közlőműből (K), és egy munkagépből (M) áll. A bevezetett teljesítmény lehet villamos teljesítmény, vagy üzemanyag által képviselt energia, ill. teljesítmény. Ennek η_E -szerese lép ki a gépből, ahol η_E az erőgép hatásfoka, így

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_E$$

A közlőmű módosítja a fordulatszámot és a nyomatékot. Veszteség itt is fellép.

A közlőműből kilépő teljesítmény:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_K$$

A munkagép a közlőmű felől érkező teljesítményt hasznos munkává alakítja, de csak részben, így

$$P_h = P_3 \cdot \eta_M$$

Természetesen felírhatjuk a hatásfokkal az egyes veszteségeket is. Nyilvánvaló, hogy az erőgép vesztesége:

$$P_{vE} = P_1 - P_2 = P_1 - \eta_E \cdot P_1 = P_1 \cdot (1 - \eta_E)$$

Hasonlóképpen

$$P_{vK} = P_2 \cdot (1 - \eta_K) \qquad P_{vM} = P_3 \cdot (1 - \eta_M)$$

Az 1.27. ábrán vázolt elvi szerkezet összhatásfoka:

$$\eta_{\ddot{o}} = \frac{P_h}{P_1}$$

A hasznos teljesítmény :

$$P_h = P_1 - P_{vE} - P_{vK} - P_{vM}$$

Behelyettesítve a veszteségteljesítményeket:

$$P_h = P_1 - P_1(1 - \eta_E) - P_2(1 - \eta_K) - P_3(1 - \eta_M)$$

Tudjuk, hogy

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_E$$

valamint

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_K = P_1 \cdot \eta_E \cdot \eta_K$$

Tehát

$$P_h = P_1 - P_1(1 - \eta_E) - P_1 \cdot \eta_E(1 - \eta_K) - P_1 \cdot \eta_E \cdot \eta_K(1 - \eta_M)$$

A zárójeleket felbontva, az összevonásokat elvégezve:

$$\frac{P_h}{P_1} = \eta_E \cdot \eta_K \cdot \eta_M$$

Az összhatásfok a részhatásfokok szorzata:

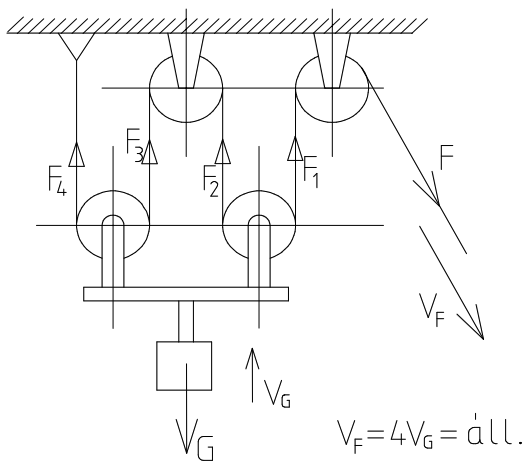
$$\eta_{\ddot{o}} = \eta_E \cdot \eta_K \cdot \eta_M$$

1.2.8. Teheremelő szerkezetek

A terhet emelő vagy vontató hajlékony vonóelem (pl. kötél) mozgatására szolgáló szerkezeti egységet csörlőnek nevezzük. A csörlők általában a kötél felcsévélésére szolgáló kötéldobból, hajtásból és a közöttük elhelyezett áttételekből, valamint a fékből állnak. Kivételük szerint igen különbözőek lehetnek, attól függően, hogy a csörlőt milyen célra használják. (építési-, vontató-, hajócsörlő.) A csörlők kötélcsigasorral vannak kiegészítve. Az 1.28. ábra 4 kötélágas teherfelfüggesztést szemléltet.

$$F = \frac{G}{4} \qquad v_G = \frac{v_F}{4}$$

Az emeléshez szükséges erő a teher negyedrésze, az emelőerő sebessége a szükséges emelkedési sebesség négyszerese. (Veszteségmentes esetben)



1.28. ábra

Ha feltételezzük a súrlódás létét a csigák tengelyeinél, akkor a csigára felfutó ill. arról lefutó kötélben ható erő nem azonos. Vegyük szemügyre az 1.28. ábrát.

A fentiek szerint:

$$F \neq F_1 \quad \text{és} \quad F > F_1$$

Bevezetünk egy jellemzőt ($\delta < 1$, a csigák csapágyazásainak jósága):

$$\frac{F_1}{F} = \delta \qquad \delta < 1$$

Ha minden csapágyazás azonos, akkor:

$$\begin{aligned} F_1 &= F \cdot \delta \\ F_2 &= F_1 \cdot \delta = F \cdot \delta^2 \\ F_3 &= F_2 \cdot \delta = F \cdot \delta^3 \\ F_4 &= F_3 \cdot \delta = F \cdot \delta^4 \end{aligned}$$

Ez egy mértani sorozat, melynek az összege a G súly

$$F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = G$$

A mértani sor összegére vonatkozó matematikai összefüggés alkalmazásával

$$G = F \frac{1-\delta^4}{1-\delta} \cdot \delta \quad \text{i db csiga esetén}$$

(az ábra elrendezésével!)

$$G = F \frac{1-\delta^i}{1-\delta} \cdot \delta$$

Tehát általában

$$F \neq \frac{G}{i}$$

hacsak a csapágyazás nem kifogástalan.

Mivel $\delta = 1$ nem helyettesíthető az összefüggésbe, hiszen a nevező zérussá válna, eredményünk helyességét csak a határérték-számítás törvényeinek segítségével ellenőrizhetjük.

Feltételezzük, hogy a kötélnyújthatatlan, akkor a szerkezet kinematikája nem változik meg, tehát az ábra szerint

$$v_F = 4 \cdot v_G$$

A teher által elfogyasztott teljesítmény:

$$P_G = G \cdot v_G$$

A teher emeléséhez felhasznált teljesítmény:

$$P_F = G \cdot v_F$$

A kettő hányadosa a csigasor keresett hatásfoka:

$$\frac{P_G}{P_F} = \frac{G \cdot v_G}{F \cdot v_F} = \eta$$

Az így kapott hatásfok egy csigasorral kiegészített csörlős szerkezet összhatásfokának csak egyik részhatásfoka. A példa óva int attól, hogy nem hatásfok értelmű mennyiséget hatásfokként kezeljünk. Gondoljunk a σ jellemzőre, amit ha hatásfoknak neveztünk volna, akkor az összhatásfok a részhatásfokok szorzata lenne, ami itt teljesen hamis eredményt adott volna.

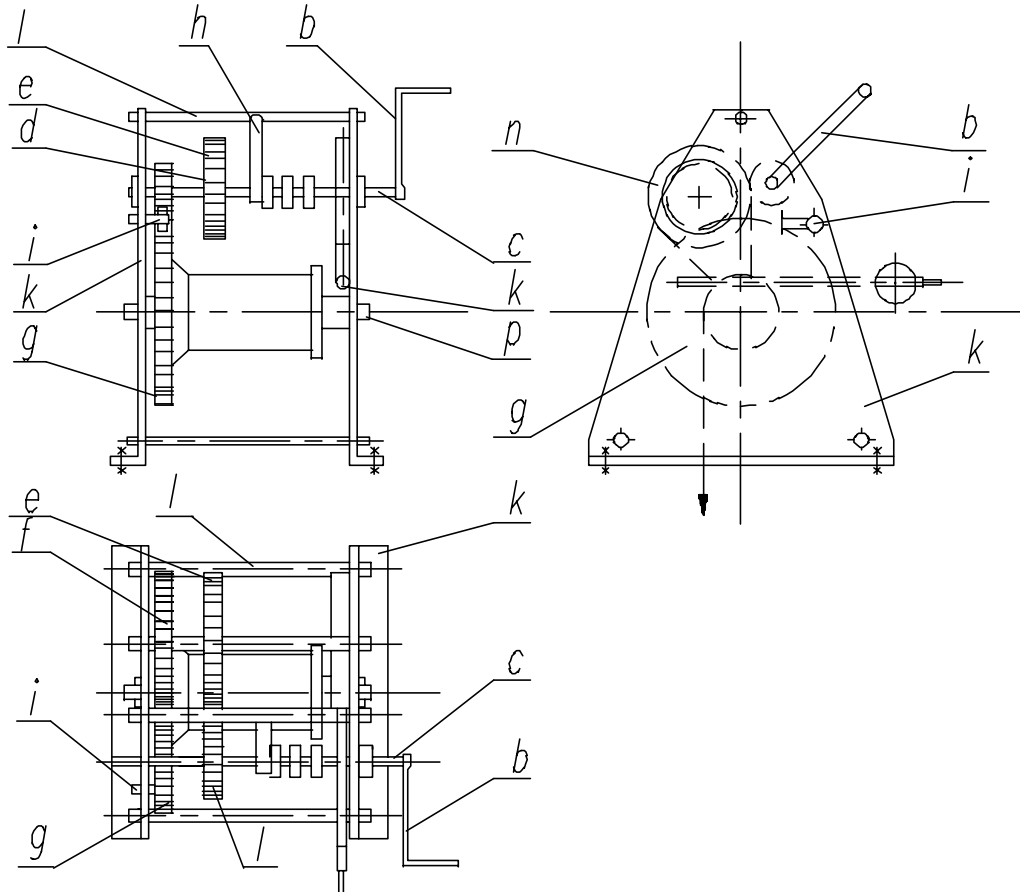
1.2.8.1. Kézi és gépi meghajtású csörlők

Kézi meghajtású csörlő jellegzetes példája az ún. építőipari csörlő, mely nevét onnan nyert, hogy az ilyen és ehhez hasonló kialakítású csörlőket építőipari szereléseknél alkalmazzák általában. A szokásos teherbírás 2-50 kN között változik, kötélcsigasorral kiegészítve, ennél nagyobb terhek emelésére is alkalmas.

Kézi meghajtású építőipari csörlőt látunk az *1.29. ábrán*. A csörlő két fogaskerékből áll.

Főbb részei: a dob (p), a kézi forgattyúkar (c) és a kettő közé beépített változtatható fogaskerék áttétel, mely a (e), (f), (g), (l) fogaskerekekből áll. Az áttétel olyan módon változtatható, hogy a forgattyúkar tengelyén lévő (l) fogaskerék elcsúsztatható a tengely mentén, így a hajtás a (e) fogaskerékre jut, majd a vele közös tengelyen lévő (f) fogaskeréken át a dobbal közös tengelyre ékelt (g) fogaskerékre és így a dob tengelyére; vagy pedig a (l) fogaskerékről közvetlenül a (g) fogaskerékre és így a dob tengelyére.

Az első eset súlyosabb terhek emelésekor használatos (nagy áttétel), a második esetben kisebb terhek emelhetők (kisebb áttétel, nagyobb emelési sebesség). A (l) és (f) fogaskerekek tengelyét előtét tengelynek nevezzük. Az előtét tengellyel kapcsolatban meg kell jegyeznünk, hogy erre a tengelyre van ékelve a fékkorong, amelynek kerületére fekszik fel a fékszalag, melyet tehersüllyesztéskor a fékkar lenyomásával a fékkoronghoz szorítanak, így fékezve a teher süllyedését. (Ilyenkor a (l) fogaskerék a (e) és (f) fogaskerekek között áll, hogy a süllyedő teher ne forgassa a hajtókart !)



1.29. ábra

A csörlő fel van szerelve rögzítő-fékkal, aminek segítségével a teher függő helyzetben rögzíthető. A csörlőnek van olyan kialakítása is, amikor a hajtókar tengelyének másik végén is elhelyeznek egy hajtókart, miáltal két munkás hajthatja a csörlőt.

Röviden vizsgáljuk meg a csörlő működését. Ha az egyes fogaskerekek fogszáma z_3 , z_4 , z_5 , z_6 , úgy az áttételek:

$$i_1 = \frac{z_4}{z_3} \quad \text{és} \quad i_2 = \frac{z_6}{z_5}$$

Ha minden fogaskerék be van kapcsolva, akkor az összmódosítás:

$$i = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5}$$

Kisebb terhek emelésekor az előtét tengely kiiktatása miatt a módosítás:

$$i = \frac{z_6}{z_3}$$

Ha a munkás a hajtókar végén F erőt fejt ki, és a hajtókar hossza k, úgy a nyomaték a hajtókar tengelyén:

$$M_k = F \cdot k \quad (\text{Nm}).$$

Ha hajtókar fordulatszáma n_k , akkor a teljesítmény:

$$P_k = M_k \cdot \frac{n_k}{9,55} \quad (\text{W}),$$

A módosítás következtében a dobtengely fordulatszáma:

$$n_d = \frac{n_k}{i},$$

ahol i az összmódosítás, amely a fentiek szerint kétféle lehet. Ha becslés alapján a hatásfok η , ami összetevődik a csapágyazások és a kapcsolódások hatásfokaiból, akkor a teheremelésre fordított teljesítmény a dob tengelyén:

$$P_d = \eta \cdot P_k = M_d \cdot \frac{n_d}{9,55} \quad (\text{W}).$$

Ezek után meghatározható a dobátmérő (d) ismeretében az emelt teher súlya és a teheremelés sebessége:

$$G = \frac{M_d}{d} \cdot 2 \quad (\text{N}), \text{ illetve}$$

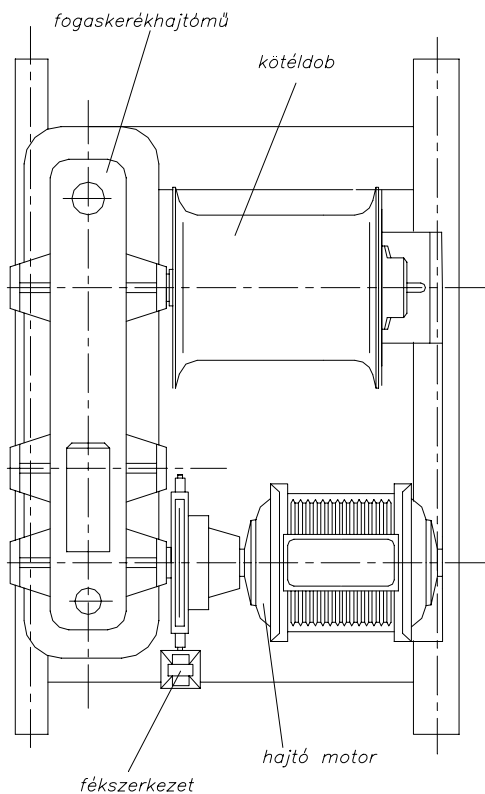
$$v = \frac{d}{2} \cdot \frac{2 \cdot \Pi \cdot n_d}{60} = \frac{d}{2} \cdot \frac{n_d}{9,55} \left(\frac{m}{s} \right)$$

A kézi hajtású csörlővel kapcsolatban néhány fontos dolgot figyelembe kell vennünk. Mivel a csörlő karját ember forgatja, annak kialakítása nem lehet akármilyen.

Különböző vizsgálatok alapján megállapították, hogy a forgattyúkar hossza akkor ideális, ha:

$$k = 30 \dots \dots \dots 40 (\text{cm}).$$

A forgattyúkar fordulatszámát sem vehetjük fel tetszés szerint. Ugyancsak megállapították, hogy tartós üzem esetén:



1.30. ábra

Ezen hátrányok kiküszöbölésére alkalmazzák a villamos hajtású kötélcserlőket. Az 1.30. ábra egy egyszerű felépítésű, könnyen áthelyezhető villamos kötélcserlőt mutat. A kötélcserlő ugyanazon szerkezeti elemekből, tehát hajtásból (villamos motor), áttételekből (fogaskerék-hajtómű) és kötéldobból, valamint fékszerkezetből áll.

Villamos hajtású kötélcserlő tervezésekor adott a teherbírás (G) és az emelési sebesség (v), melyek segítségével az emelési teljesítmény meghatározható:

$$P_e = G \cdot v \quad (\text{W}).$$

Ha meg tudjuk becsülni tapasztalati adatok alapján a gép hatásfokát (η), akkor meg tudjuk határozni a kötélcserlő hajtásához szükséges villamosmotor teljesítményét:

$$P_m = \frac{P_e}{\eta} = \frac{G \cdot v}{\eta} \quad (\text{W}).$$

Mivel a villamosmotorok fordulatszáma meglehetősen kötött értékeket vehet csak fel, és egy adott teljesítményű motor megválasztásával adott a fordulatszám is (n_m), így meghatározhatjuk a fogaskerék-hajtómű összmódosítását a dobtengely és a motortengely fordulatszámának viszonyából:

$$n_k \cong 30 \quad (\text{ford./min.})$$

fordulatszám vehető számításba. A hajtókar végén kifejtett erőre vonatkozóan, ugyancsak tartós üzem esetére:

$$F_{\max} \cong 100 \quad (\text{N})$$

számítható. Ezen értékkel a hajtóteljesítmény értéke durva közelítéssel:

$$P_k \cong 100 \quad (\text{W})$$

nagyságúnak tekinthető.

A kézi hajtást nagyobb terhek emelésére csak szükségmegoldásnak lehet tekinteni, mint a fenti adatokból is kitűnik. Az erősen korlátozott teljesítmény és az igen alacsony emelési sebesség, továbbá az emberi munkaerő viszonylag magas költségei miatt.

$$i = \frac{n_m}{n_d}$$

A dobtengely fordulatszáma az emelési sebesség és a dob átmérőjének ismeretében:

$$n_d = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot d} \cdot 2 = \frac{60 \cdot v}{d \cdot \pi} \quad (\text{ford./min.}).$$

Meg kell jegyeznünk, hogy mind a kézi, mind a villamos meghajtású kötélcsörlő esetén alkalmazható több kötélágas teherfelfüggesztés is (lásd a 2.4. fejezetben). Ilyenkor a dob kerületi sebessége nem egyezik meg az emelési sebességgel, hanem két kötélágas felfüggesztés esetén annak kétszerese négy kötélágas felfüggesztés esetén pedig négyszerese stb. Ez azonban mit sem változtat a teljesítmény kiszámítására adott összefüggésünkön.

Ha ismerjük a fogaskerék-hajtómű módosítását, az már felbontható a kapcsolódó fogaskerékpárok módosításaira, a fogaskerék-hajtóművekről korábban mondottak szerint (1.2.6.1. fejezet), illetve választható a fogaskerék-hajtómű az összmódosítás és a teljesítmény ismeretében katalógusból is.

1.2.8.2. Villamos emelődob

Kézi hajtású és villamos hajtású kötélcsörlők helyett egyre növekvő mértékben alkalmaznak villamos emelődobot. A villamos emelődob olyan emelőszerkezet, amelynél az emelőmotor, a fogaskerék-módosítások, a kötél Dob és a fékszerkezet zárt egységet képez. Az 1.31. ábra egy ilyen villamos emelődobot szemléltet. Az emelődob minden része lemezburkolattal van ellátva.

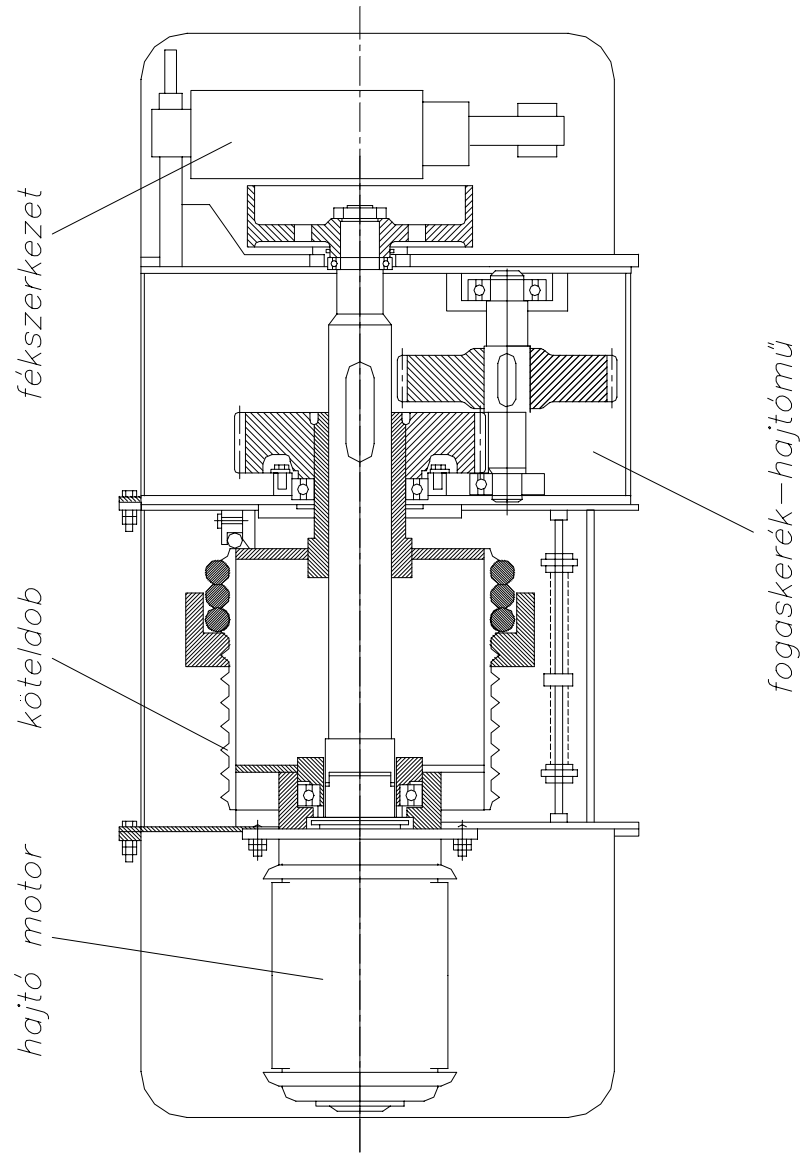
Mint látható, az emelődob szerkezeti egységei megegyeznek a villamos kötélcsörlő szerkezeti egységeivel, mindössze kivitelükben különböznek attól. Ennek következtében a szükséges számítások a villamos kötélcsörlőnél elmondottak szerint végezhetők el.

A villamos emelődob fő előnyei: kis helyszükséglet, védett, zárt kivitel, kis önsúly, egyszerű kezelés és karbantartás. Felhasználásuk igen széles körű, így sorozatban gyártják.

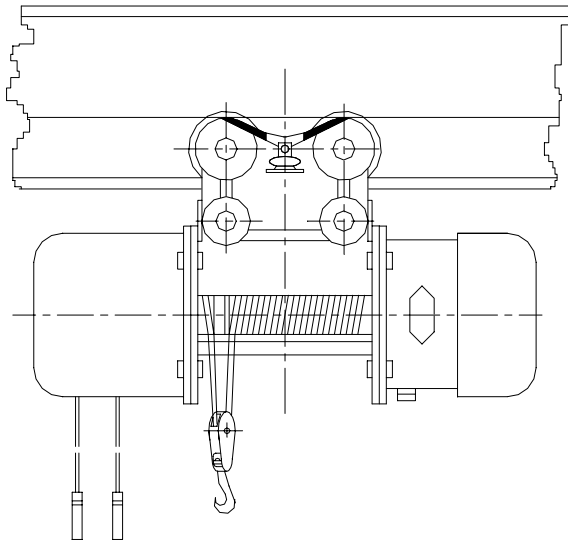
A leggyakoribb alkalmazását mutatja az 1.32. ábra, mely egy I tartón alulfutó villamos emelődobot mutat. Az emelődob irányítása a lelógó kábelek végén elhelyezett nyomógombokkal lehetséges. Az ábrázolt emelődob fel van szerelve villamos továbbítóművel, melynek működtetése az emelődobéhoz hasonlóan lehetséges. A villamos továbbítómű villamosmotorból és fogaskerék-hajtóműből áll, melyek a kis helyfoglalás érdekében szorosan össze vannak építve.

Meg kívánjuk itt jegyezni - bár részletesebben nem foglalkozunk velük -, hogy minden daru emelőműve alapvetően a már ismert szerkezeti egységekből épül fel, azaz hajtómotorból, fogaskerék-hajtóműből, kötél Dobból és fékszerkezetből. A fékszerkezetéről csak annyit, hogy a kézi hajtású kötélcsörlő kivételével - ahol az is kézi működésű - minden esetben elektromágnes üzemelteti a következő módon. Az emelőmű bekapcsolásakor az elektromágnes meglazítja a fékező szerepet betöltő, tárcsán átvett szalagot, így lehetővé teszi a dob megindulását.

Az áram megszakításakor vagy esetleges megszakadásakor az elektromágnes "elenged" és megfeszíti a szalagot, mely súrlódás révén megállítja a dob forgását. A féktárcsát az esetek többségében a legnagyobb fordulatszámú tengelyen helyezik el, hiszen itt szükséges a legkisebb fékező nyomaték a szerkezet megállításához.



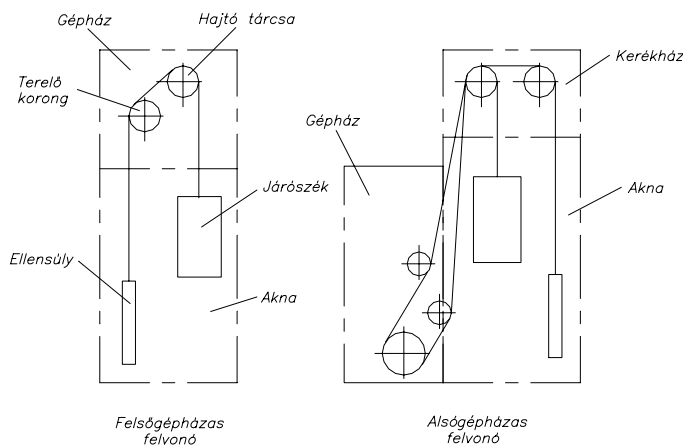
1.31. ábra



1.32. ábra

1.2.8.3. A felvonó

A felvonó olyan emelőgép, mely függőleges pályán két vagy több állomás között időszakosan vagy folyamatosan fel- le közlekedve rögzített vezetősíneken mozgatott járószékben szállít személyeket vagy terhet. A hajtógép terhelésének csökkentése céljából a járószék és a hasznos terhelés súlyának egy részét ellensúly egyenlíti ki. Az ellensúly a felvonó-berendezés egyik jellegzetes eleme. Attól függően, hogy a hajtó gép alul vagy felül helyezkedik el, alsó-, ill. felsőgépházás felvonóról beszélünk (1.33. ábra).



1.33. ábra

Vizsgáljuk meg az ellensúly szerepét az 1.34. ábrán vázolt elvi elrendezés esetén. G -vel jelöltük a járószék és a hasznos terhelés összes súlyát, G_e -vel az ellensúlyt. A dob tengelyre kifejtett két nyomaték ellentétes irányú, azaz az ellensúly - nagyságától függően - bizonyos mértékig kiegyensúlyozza a járószéket és a hasznos terhet. Amennyiben

$$G = G_e$$

úgy teljes kiegyensúlyozásról beszélünk, ilyenkor tehát a hajtómotornak pusztán a súrlódási veszteségek által

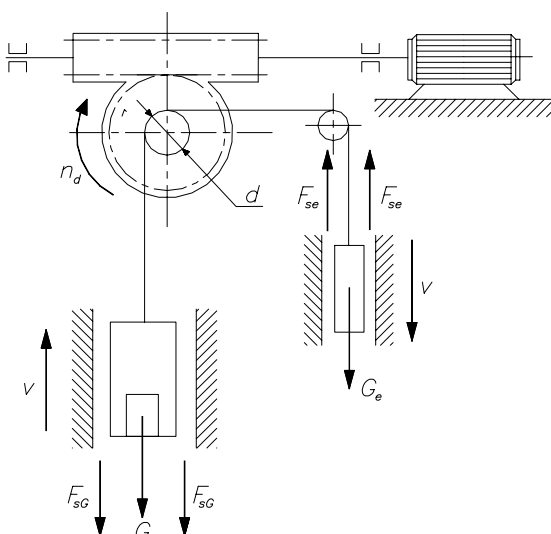
felemésztett munkát kell befektetnie. Általában az ellensúly a járószék súlyán felül a hasznos terhelés felét kiegyensúlyozza ki, mert a hasznos terhelés változó nagyságú. A felvonógépnek tehát két - Kötélhúzással átvitt- kerületi erő különbségével arányos munkát kell végeznie, ez az erő

pedig lényegesen kisebb kötélerők bármelyikénél. Ezzel szemben viszont a kötelek igénybevétele és a kötélfűtés ellenállása mindkét oldalon a teljes kötélfűtéssel arányos.

Elvileg tehát

$$(G - G_e) \cdot \frac{d}{2} = M \quad (\text{Nm})$$

nyomaték szükséges a dob tengelyén. A dob fordulatszámának ismeretében, ami az emelési sebességből (v) kiszámítható



1.34. ábra

$$P = M \cdot \frac{n_d}{9,55} = (G - G_e) \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{n_d}{9,55} \quad (\text{W})$$

a teheremelésre fordított teljesítmény.

Ha a gép hatásfokát (η) ismerjük, úgy a motor teljesítménye

$$P_m = \frac{P}{\eta} \quad (\text{W}).$$

Ezzel a hatásfokkal azonban csak magának a gépnek a veszteségeit vettük figyelembe. Nézzük meg, hogyan változnak a viszonyok, ha számításba vesszük a járószerk és az ellensúly vezetékében ébredő súrlódások hatását is. Mint említettük, ezek a veszteségek a teljes kötélfeszítéssel arányosak, ami azt jelenti, hogy felfelé haladó járószerk esetén a járószerk oldalán a kötélfeszítés nem G , hanem annál nagyobb, éppen a súrlódási erő (F_{sG}) értékével, azaz

$$G + F_{sG}.$$

Tapasztalat alapján a kötélfeszesség kb. $\mu_a = 5 - 10\%$ -a eredményezi az F_{sG} értékét, amelynél a μ_a tényező az akna veszteségi tényezője, amivel

$$F_{sG} = \mu_a \cdot G \quad (\text{N}),$$

tehát a kötélterő

$$K_G = (1 + \mu_a) \cdot G \quad (\text{N})$$

a járószerk oldalán.

Az ellensúly oldalán a súrlódási erő (F_{se}) lazítja a kötelet, tehát a kötélterő az akna veszteségi tényezőit felhasználva

$$K_e = (1 - \mu_a) \cdot G_e \quad (\text{N}).$$

Meg kell jegyeznünk, hogy az ellensúly oldalán, az ellensúly vezetékében a veszteségi tényező nagyobb, mint a járószerk aknájában, mivel itt a kenés mindig tökéletlenebb.

A két kötélfeszítés különbsége

$$K_G - K_e = (1 + \mu_a) \cdot G - (1 - \mu_a) \cdot G_e \quad (\text{N})$$

a nyomaték pedig

$$M = \left((1 + \mu_a) \cdot G - (1 - \mu_a) \cdot G_e \right) \cdot \frac{d}{2} \quad (\text{Nm})$$

másként írva

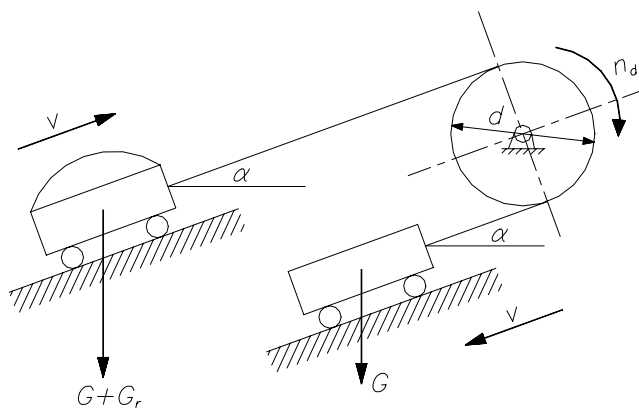
$$M = \left(G - G_e + (G + G_e) \cdot \mu_a \right) \cdot \frac{d}{2} \quad (\text{Nm}),$$

amiből világosan kitűnik, hogy lényegesen nagyobb nyomaték terheli a dob tengelyét, mint ezen veszteségek figyelembevétele nélkül, hiszen

$$G + G_e$$

teteszes nagyságú erő, és ennek 5-10%-a elegendő ahhoz, hogy a kerületi erő 2-3-szorosára, és ezzel a nyomaték is 2-3-szorosára növekedjék. A teljesítmény arányos növekedése következtében, összevetve az elméleti értékkel (P) magyarázatot ad a felvonó-berendezések igen alacsony 25-30%-os hatásfokára. Ha figyelembe vesszük a felvonógép összh hatásfokát is, a gazdasági hatásfok

$$\eta_g = \frac{(G - G_e) \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{n_d}{9,55}}{(G - G_e + (G + G_e) \cdot \mu_a) \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{n_d}{9,55}} \cdot \eta$$



1.35. ábra

anyagszállításra is berendezhető a sikló pálya.

Az ellensúly alkalmazásának más területe például a kétvágányú sikló pálya (1.35. ábra), amit a bányászatban alkalmaznak. Itt az ellensúly szerepét az üresen lefelé haladó kocsi tölti be. Hasonlóan a felvonóhoz, itt is két kötélfűzés különbségének megfelelő kerületi erőből származó nyomaték terheli a dob tengelyét. A számítások a lejtős pályán történő vontatásról elmondottaknak megfelelően végezhetőek el (lásd 2.3. fejezet). Természetesen nemcsak felfelé, hanem lefelé történő

1.2.9 A gép veszteségei és hatásfoka változó terhelésnél

A gép veszteségeit és hatásfokát rendszerint a teljes terhelésre, vagyis arra teljesítményre szokás vonatkoztatni, amelyet a méretezés alapjául kijelöltünk. Ennek a hatásfoknak - mint üzemi jellemzőnek - a jelentősége csak akkor domborodik ki, ha a gép valóban teljes terheléssel üzemel. A gépek azonban nemcsak teljes terheléssel, hanem bizonyos ideig annál kisebb terheléssel vagy éppen terheletlenül járnak. Ez utóbbi esetet nevezzük üresjárásnak. Ilyenkor hasznos munkavégzés nincs, a gép csak annyi munkát végez, amennyi a terheletlen gép saját veszteségeinek pótlására elegendő. Nyilvánvaló, hogy üresjárásnál a gép hatásfoka zérus, mivel hasznos munkavégzés nincs, de a gép energiát fogyaszt. Nyilvánvaló ezek után az is, hogy az üresjárat és a teljes terhelés között a hatásfok nem maradhat állandó, hiszen

$$\eta = \frac{P_h}{P_{\dot{o}}} = \frac{P_h}{P_h + P_V} = \frac{1}{1 + \frac{P_V}{P_h}}$$

ahol a

$$\frac{P_V}{P_h}$$

tört értéke minden terhelési pontban más értéket ad.

A hatásfok mellett a gép üzemének jellemzésére szolgál még a veszteség tényező (jele: γ) is, ami a pillanatnyi veszteségek és az összes bevezetett teljesítmény viszonyát adja. Azaz

$$\gamma = \frac{P_V}{P_{\delta}}$$

Természetesen értéke mindig kisebb mint egy, és a hatásfokkal a következő módon áll kapcsolatban:

$$\gamma = \frac{P_{\dot{O}} - P_h}{P_{\dot{O}}}$$

ahonnan

$$\gamma = 1 - \eta$$

Az egyenletből következik az is, hogy a hatásfokhoz hasonlóan a veszteségi tényező sem lehet állandó a terhelés változása közben. Üresjárásnál értéke éppen egy, hiszen ekkor a hatásfok zérus.

A viszonyok szabatosabb megítéléséhez a veszteségek jellegét kell tüzetesebben megvizsgáljunk.

A gépek veszteségei két nagy csoportba sorolhatók: állandó és változó veszteségek (a terhelés függvényében). Állandó veszteség egy közlőmű csapsúrlódása, ha a terheléstől független erők ébresztik. Ilyenek például a súlyerők, de ilyen két szíjhúzás összege a szíjhajtásnál. A feszes és a laza ágban levő erők ugyan változnak, de összegük - ami a csapágyazást terheli - gyakorlatilag állandó, egyenlő az előfeszítő erővel.

A változó veszteségek három csoportba sorolhatók, attól függően, hogy a változás jellege a terhelés függvényében milyen:

- a változás lineáris, pl. a mechanikai elven működő gépeknél és hőerőgépeknél;
- a változás másodfokú parabola szerint történik, pl. a villamos gépeknél
- a változás harmadfokú függvénnyel írható le, pl. léggépek, vízgépek.

Mindezek számítások és mérések útján is megállapíthatók, igazolásukra nem térünk ki.

Miután a veszteségek fajtáit tisztáztuk, próbáljuk megállapítani, hogyan változik a hatásfok értéke adott esetekben.

Legelőször vizsgáljunk meg egy olyan gépet, melynek csak állandó veszteségei vannak, pl. mechanikus közlőmű. Az 1.36. ábrán egy olyan koordinátarendszert vettünk fel, melynek vízszintes tengelyére a hasznos teljesítményt, függőleges tengelyére pedig az összes teljesítményt vittük fel. A hasznos teljesítmény zérustól P_1 maximális teljesítményig változik. A hasznos teljesítmény változását egy 45° -os egyenes jellemzi, mely az origóból indul ki. A hasznos teljesítmény zérus értékénél (üresjárás) az összes teljesítmény éppen P_{v_0} üresjárási teljesítmény. Mivel kikötöttük, hogy a gépnek csak állandó veszteségei vannak, ezért minden hasznos teljesítményértékhez ugyanakkora P_{v_0} metszékkel kell hozzáadnunk. Tehát a $P_{\delta} = f(P_h)$ függvény képe szintén egyenes lesz, mégpedig 45° -os egyenes, mely a P_{v_0} értékről indul.

Hogyan változik a hatásfok ?

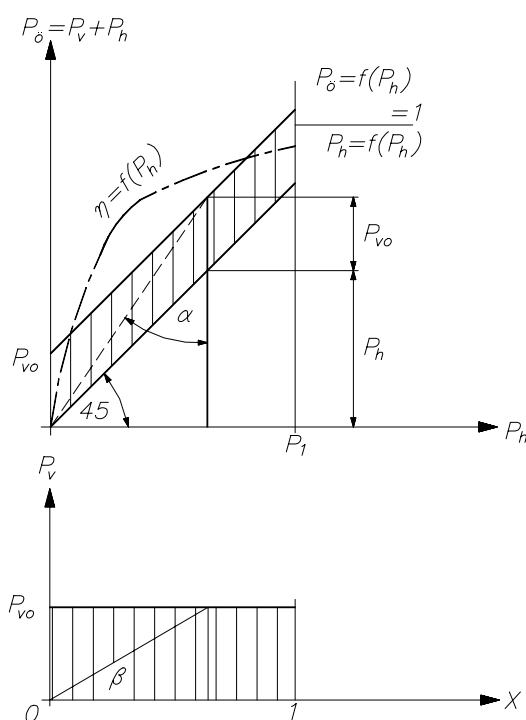
Az ábrán bejelölt α szög tangense:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{P_h}{P_V + P_h}$$

a görbe bármely pontjánál, azaz éppen a hatásfokkal egyezik meg:

$$\operatorname{tg}\alpha = \eta = \frac{P_h}{P_{\text{Ö}}}$$

A hatásfok tehát az α szög tangensével változik, azaz P_1 teljesítményhez közeledve a hatásfok egyre növekszik α növekedése miatt. Előbb meredekebben nő a hatásfok, később egyre csökkenő mértékben. Az ilyen gép tehát annál jobb hatásfokkal működik, minél nagyobb a terhelés, minél jobban megközelítjük a P_1 maximális terhelés értékét. Esetleges túlterhelés (a megengedett mértékig) további hatásfok javulást eredményez.



Hasonló megállapítást tehetünk, ha csak a veszteségek változását szemléljük, mégpedig a terhelés függvényében, melyet egy x változóval jelöltünk

$$x = \frac{P_h}{P_1}$$

ahol P_1 a maximális hasznos teljesítmény, P_h pedig az aktuális hasznos teljesítmény. Így az x változik zérustól 1-ig. Ez a diagram is az 1.36. ábrán található. A bejelölt β szög tangense

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{P_{V0}}{P_h}$$

Ha ezt összevetjük a hatásfokra felírt összefüggésünkkel

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{P_V}{P_h}}$$

akkor:

$$\eta = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}\beta}$$

A tört értéke és ezzel a hatásfok növekszik, ha a nevező azaz $\operatorname{tg}\beta$ csökken, ami β csökkenésével bekövetkezik. Ha a különböző terhelési pontokhoz tartozó veszteségeket ábrázoló pontokat összekötjük az origóval, eredményül azt kapjuk, hogy $\operatorname{tg}\beta$ egyre csökken, tehát a hatásfok javul, ahogy közeledünk az $x = 1$ pont által reprezentált teljes terheléshez. Ez a megállapítás teljes összhangban van korábbi eredményünkkel.

Ha az itt elmondottak alapján mechanikus elven működő gépekre is felrajzoljuk a két diagramot, az 1.37. ábrán látható képet nyerjük.

Mint korábban mondtuk, az ilyen gépek üzemét állandó és lineárisan változó veszteségek is terhelik. Az ábrán sűrűn vonalkázott rész a változó veszteségek alakulását szemlélteti.

Figyelemmel arra, hogy

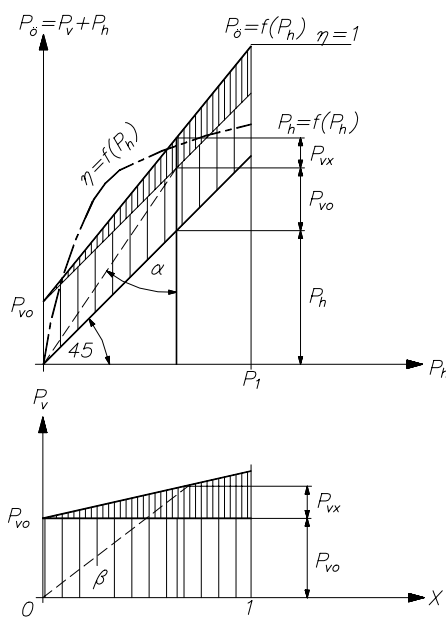
$$\eta = \operatorname{tg} \alpha,$$

valamint, hogy

$$\eta = \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \beta}$$

mindkét ábra alapján megállapíthatjuk, hogy a terhelés növekedésével α ill. β értéke növekszik, ill. csökken, azaz a hatásfok a terhelés függvényében egyre javul, bár kisebb mértékben, mint a csak állandó veszteséggel üzemelő gépek esetén.

Villamos gépek esetén a változó veszteségek a terhelés függvényében négyzetesen változnak. Megrajzolva a diagramokat, az 1.38. ábrát nyerjük. Figyelemmel kísérve α ill. β változását, szemléletesen beláthatjuk, hogy α előbb növekszik, majd egy bizonyos érték elérése után csökken. Tehát a hatásfok is csak egy bizonyos értékig javul (maximuma van), majd csökkenni kezd. Ez a maximum geometriailag ott helyezkedik el, ahová az origóból érintőt húzhatunk a $P_{\delta} = f(P_h)$ görbéhez.

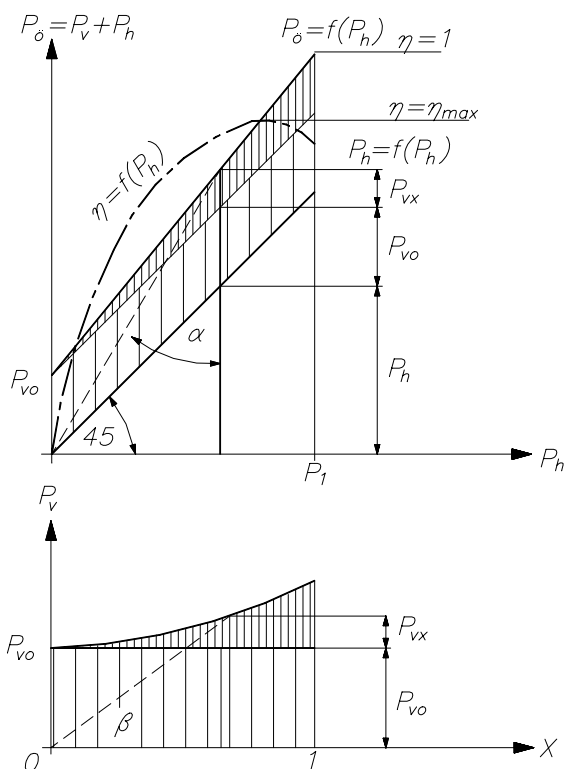


1.37. ábra

Hasonló következtetésre juthatunk a veszteségteljesítmény változását szemléltető diagram vizsgálata alapján is. Itt azonban β előbb csökken, majd növekedni kezd. β értékének minimuma, ahol a hatásfok maximális, a fent leírtak szerint könnyen kijelölhető.

A hatásfokgörbe alakja rendkívül kedvező. „Lapos háta” miatt viszonylag széles tartományban (nagy terhelésingadozás) nagyjából azonos hatásfokkal működik a villamos gép.

A víz- és léggépekre vonatkozóan nem rajzoltuk meg a diagramokat, ugyanis alig térnek el a villamos gépekre megrajzoltaktól. A változó veszteségek harmadik hatvány szerinti növekedése miatt itt is lesz hatásfok maximum, de utána a hatásfok-görbe meredekebben esik, mint a villamos gépeké.



Meg kívánjuk itt jegyezni, hogy villamos gépek esetén a hatásfok maximuma ott van, ahol a villamos gép állandó és változó veszteségei éppen egyenlők. Ez a hatásfok-maximum víz- és léggépek esetében ott helyezkedik el, ahol a változó veszteségek éppen az állandó veszteségek felét teszik ki.

Ennek bizonyítására: a veszteségteljesítmény görbéje általánosságban

$$P_V = P_{V0} + P_{V1} \cdot x^n$$

ahol P_{v0} az üresjáratú veszteség, P_{v1} pedig a teljes terhelésnél érvényes veszteség. Az

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{P_V}{P_h}}$$

összefüggésbe behelyettesítve és P_h helyébe

$$P_h = x \cdot P_1$$

összefüggést írva, hiszen bármely terhelési pontban így kaphatjuk meg a hasznos teljesítményt a maximális hasznos teljesítményből.

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{P_{V0} + P_{V1} \cdot x^n}{x \cdot P_1}}$$

ahol mi a

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{P_{V0} + P_{V1} \cdot x^n}{x \cdot P_1}$$

minimumát keressük.

Deriválva a fenti kifejezést:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{P_{V0} + P_{V1} \cdot x^n}{x \cdot P_1} \right) = \frac{n \cdot P_{V1} \cdot x^{n-1} \cdot x \cdot P_1 - P_1 \cdot (P_{V0} + P_{V1} \cdot x^n)}{x^2 \cdot P_1^2}$$

ami akkor zérus, ha a számláló zérus, tehát

$$n \cdot P_{v1} \cdot x^{n-1} \cdot x \cdot P_1 - P_1 \cdot (P_{v0} + P_{v1} \cdot x^n) = 0$$

Egyszerűsítések és összevonások után

$$P_{v1} \cdot x^n \cdot (n-1) = P_{v0}$$

ahol $P_{v1} \cdot x^n$ éppen a változó veszteség nagysága a keresett terhelési pontban, azaz

$$\frac{P_{V0}}{P_{Vx}} = n - 1$$

Az eredményül kapott összefüggésben n értéke vagy 2 vagy 3, attól függően, hogy az adott gépnél a veszteségek hogyan változnak, négyzetesen, vagy köbösen. Ha $n = 2$, úgy villamos gépről van szó, és valóban igaz, amit korábban állítottunk, azaz hogy a hatásfok maximuma ilyenkor ott van, ahol a változó és az állandó veszteségek egymással egyenlők.

A víz- és léggépek maximális hatásfokának helyéről mondottak az összefüggés segítségével könnyen ellenőrizhetők.

1.2.10. Az erőgép fajlagos fogyasztása

Az erőgép fajlagos fogyasztása alatt értjük azt a mutatót, mely megadja, hogy az erőgép időegység alatt elfogyasztott üzemanyag-mennyisége és a gép hasznos teljesítménye hogyan viszonylik egymáshoz, azaz

$$b_t = \frac{B_t}{P_h} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right)$$

Ahol tehát B_t (kg/h) az időegység alatt elfogyasztott üzemanyag és P_h (kW) a hasznos teljesítmény. Természetesen számos más mértékegységben is megadhatjuk a fajlagos fogyasztás értékét. Szokásos megadási mód pl. légnemű közegek esetén a (m^3/kWh) megadás is.

Ebből a fajlagos fogyasztásból természetesen a gép hatásfoka is könnyen kiszámolható. Az erőgép esetén ugyanis a bevezetett összes teljesítményt az üzemanyagból felszabadítható összes hőmennyiség jelenti. Ez pedig - ha tudjuk, hogy 1 kg üzemanyagból hány joule hő keletkezik (ismerjük az üzemanyag fűtőértékét) - a következőképpen írható fel:

$$P_{be} = F \cdot B_t \quad (\text{J/h})$$

Itt tehát F (J/kg) a fűtőérték.

A hatásfok definíciószerűen

$$\eta = \frac{P_h}{P_{be}}$$

ahová most már behelyettesíthetünk, persze gondosan ügyelve arra, hogy a hasznos teljesítményt

$$P_h = \frac{B_t}{b_t} \quad (\text{kW}).$$

mértékegységben; a befektetett teljesítményt pedig meglehetősen furcsán (J/H) mértékegységben kaptuk, azaz szükséges a két mértékegység közül valamelyiknek az átalakítása.

$$\eta = \frac{P_h}{P_{be}} = \frac{1}{F \cdot B_t} \cdot C = \frac{1}{F \cdot b_t} \cdot C$$

Itt a $C = 3,6 \cdot 10^6$ J/kWh, ha F (J / kg) és b_t (kg / h) mértékegységben adott. Természetesen C értéke attól függően, hogy F ill. b_t milyen mértékegységben adott, más és más lehet.

Vizsgáljuk meg röviden az $F \cdot b_t$ szorzatot. Ez a szorzat mértékegységére nézve (J / kWh); szavakban kifejezve: 1 kWh munka szolgáltatásához elfogyasztott hőmennyiség. Ez tehát egy újabb jellemzője lehet az erőgép üzemének, melyet a fajlagos fogyasztás mintájára fajlagos hőfogyasztásnak nevezhetünk.

$$w = F \cdot b_t \quad (J/kWh)$$

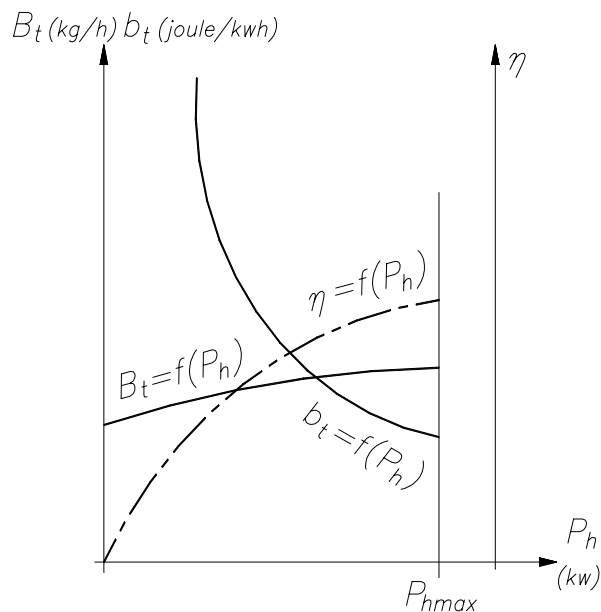
Ezzel a jelöléssel tehát az erőgép hatásfoka a következő módon fejezhető ki

$$\eta = \frac{1}{w} \cdot C$$

Amennyiben egy erőgép esetén néhány terhelési pontban (teljes-, háromnegyed- és félterhelés) ismert a gép üzemanyag-fogyasztása, úgy a $B_t = f(P_h)$ görbe egyszerűen megszerkeszthető, ez ugyanis legalábbis jó közelítéssel lineáris (1.39 ábra). Ebből a görbéből a fentebb elmondottak szerint minden nehézség nélkül meghatározható a fajlagos üzemanyag-fogyasztás (b_t) és a fajlagos hőfogyasztás (w) változása a hasznos teljesítmény függvényében. Ezen utóbbi görbe reciprokának konstans-szorosa a hatásfok változását mutató görbét eredményezi.

Ha az elmondottakat összevetjük az előző fejezetben a mechanikai elven működő gépekről és hőerőgépekről mondottakkal, megállapíthatjuk, hogy az 1.39. ábrán felrajzolt - hasznos teljesítmény függvényében a fogyasztás mutató - görbe (B_t) csak léptékben tér el az 1.37. ábrán felrajzolt $P_o = f(P_h)$ görbétől (hiszen az elfogyasztott üzemanyag képviseli az összes teljesítményt!)

Megfigyelhetjük, hogy az 1.39. ábrán a fajlagos hőfogyasztás görbéjének segítségével meghatározott hatásfokgörbe jellegre azonosan fut az 1.37. ábra $\eta = f(P_h)$ görbéjével.



1.39. ábra

Megállapíthatjuk ezek után, hogy jelen vizsgálatunk eredménye az 1.2.10. fejezetben a mechanikai elven működő gépekről és a hőerőgépekről általánosságban mondottakkal megegyezik.

1.2.11 A gép üzemének gazdaságossága

Eddigi vizsgálataink során a gép minőségének egyetlen fokmérője a hatásfok volt. Minél jobb a gép, ill. üzem hatásfoka, annál kisebb üzemanyag-fogyasztás árán tudja munkáját elvégezni. Ez egyúttal azt is jelenti, hogy ugyanolyan feladat elvégzéséhez kevesebb élő, ill. holt munka felhasználása szükséges. Így a gép (üzem) hatásfoka - ha eltekintenénk az előállítására fordított munkától - megegyezne gazdaságosságával. Természetes, hogy a gép előállítására fordított munkától eltekinteni

nem lehet, ezért a gazdaságosság a hatásfoknál összetettebb közgazdasági fogalom. Gazdaságosságon a közgazdasági irodalomban az eredményeknek és a ráfordításoknak a viszonyát értik.

A gazdaságosság számszerű értékelésénél tehát a ráfordítás különböző elemeit kell összehasonlítani és megállapítani, hogy a tervezett gép (üzem) ugyanazt a feladatot mekkora élő- ill. holtmunka-ráfordítással valósítja meg.

A gazdaságosság problémája egy új gép (üzem) beállításánál a következőképpen merül fel.

Minél jobb a gép (üzem) hatásfoka - ún. műszaki gazdasági paraméterei -, feladatát annál kisebb üzemanyag-fogyasztással végzi el. A jó hatásfokú gép tehát üzemanyagot, ezáltal az üzemanyag-kitermelés munkáját takarítja meg. Ugyanakkor a korszerűbb gép konstrukciója általában bonyolultabb, előállítása több munkába kerül.

A gazdaságosság vizsgálatánál tehát a gyakorlatban a következő kérdésre kell választ kapnunk: a korszerű, és ezért jó hatásfokú gép alkalmazásából fakadó megtakarítások nagyobbak-e, mint azok a többletráfordítások, melyeket a korszerűbb gép előállítása igényel. Ha ez az egyenlőtlenség fennáll, akkor az új, korszerűbb gép beállítása gazdaságos, mert az összegezett társadalmi munkaráfordítások csökkentek.

A gazdaságosság értékelése céljából szükség van a ráfordítások különböző elemeinek számbavételére. A ráfordítások két fő típusát különböztetjük meg:

- a) egyszeri ráfordítások: ilyenek a gép (üzem) létesítésének vagy beszerzésének költségei, amit beruházási költségnek nevezünk. A beruházási költségek még az üzem megindulása előtt jelentkeznek. Nagyságukat forintban mérjük.

- b) folyamatos ráfordításoknak nevezzük mindazokat, amelyek a gép üzemeltetéséhez szükségesek. Ezek évről-évre ismétlődnek és ezért nagyságukat Ft/év-ben mérhetjük

A folyamatos költségek elemei a következők:

Az anyagköltségek, melyeken az egy évi üzemhez szükséges összes anyag (nyersanyag, félkész áru, segédanyag stb.) és energia (villamos energia, tüzelőanyagok, stb.) költségeket értjük. Ezek beszerzési forrásaikat tekintve belföldi vagy import anyagköltségként jelentkeznek. A munkabéreköltségen a gép üzemeltetéséhez szükséges összes dolgozók (munkások, műszakiak, adminisztratívok) munkabérért értjük. Az értékcsökkenési leírás azt fejezi ki, hogy a gép munka közben elhasználódik.

Mint látjuk, műszaki jóság mellett számos immár gazdasági tényező is befolyással bír a gép megítélésére. Az itt felsoroltakon kívül még további tényezők figyelembevétele is szükséges lehet, ami mindenesetre arra figyelmeztet minden mérnököt, hogy a gép tervezése, beszerzése esetén igen körültekintően kell eljárni. A gazdaságosság kérdésének részletes tárgyalása a makró- ill. a mikroökonómia témakörébe tartozik. Ez a hely sem nem alkalmas, sem nem elégséges többre, mint a probléma összetettségének megvilágítására.

1.3. A mechanikai munka átvitele változó sebességű üzem mellett

Az eddigiek során a gép egyenletes sebességű üzemével foglalkoztunk, azaz mindig egyensúlyban lévő erőrendszer munkáját vizsgáltuk. Vízszintes pályán történő vontatás esetén tehát a kocsit mozgató erő éppen egyensúlyt tartott a pályaelenállással (lásd *1.13. ábra*). Ezt az egyenletes sebességű állapotot mindig megelőzi az indítás szakasza, amikor a sebesség változik (növekszik). Az egyenletes sebességű állapotot követi a fékezés, megállás szakasza, amikor a sebesség csökken. Természetesen nemcsak az fordulhat elő, hogy a gépet azonnal az üzemi sebességre gyorsítjuk, hanem valamely közbülső állapot elérését is célul tűzhetjük ki, továbbá nem biztos, hogy a megállásig lassítjuk, valamely kisebb üzemi sebesség elérése is lehet a fékezés célja. Ezen szándékolt sebességváltozásokon kívül előadódhatnak a gép üzemének sajátosságaiból adódóan rendszeres vagy rendszertelen terhelésingadozások, melyek a gép változó sebességű üzemét eredményezik.

Tágabb értelemben minden terhelésváltozás együtt jár az üzemi sebesség kisebb-nagyobb mértékű növekedésével vagy csökkenésével.

1.3.1. A gyorsítóerő munkája, a mozgási energia

Az *1.40. ábrán* egy vízszintes pályán vontatott kocsit szemléltetünk, melyre a haladás irányába az F erő, a haladás irányával ellentétesen pedig az F_g pályaelenállás hat.

Ekkor nyilván felírható az F erő:

$$F = F_g + F_{gy}$$

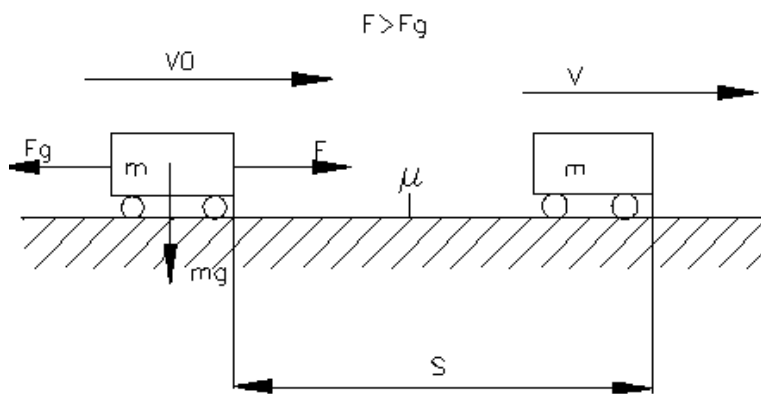
az F erő egyik komponense kiegyensúlyozza a pályaelenállást, a fennmaradó rész pedig Newton 2. törvénye értelmében gyorsítja a kocsit:

$$F_{gy} = ma \quad (N),$$

Meghatározható tehát a kocsii gyorsulása, ha ismert a kocsii tömege.

Vajon mennyi a végzett munka az úton ha a kocsi sebessége a vizsgált szakasz elején v_0 (m/s), a végén pedig v (m/s)? A végzett munka definíciószerűen:

$$W = F \cdot s \quad (Nm) = (J),$$



ha az 1.40. ábra jelöléseit tekintjük. Mivel F erőket részre bontható, így a munka is két részre bomlik:

$$W = W_g + W_{gy},$$

ahol W_g a pályaellenállás munkáját fedezi, W_{gy} pedig a gyorsítóerő munkáját. A pályaellenállás munkája:

$$W_g = F_g s \quad (J),$$

1.40. ábra

súrlódási hővé alakul. Az F_g a

korábban ismertetett módon meghatározható, az s út az 1.1.1. fejezetben tárgyalt kinematikai összefüggések szerint:

$$s = v_0 \cdot t + \frac{a}{2} \cdot t^2 \quad (m) \quad \text{és} \quad v = v_0 + a \cdot t, \quad \left(\frac{m}{s}\right)$$

mely utóbbiból:

$$t = \frac{v - v_0}{a}, \quad (m)$$

így

$$s = \frac{v_0}{a} \cdot \Delta v + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot a}, \quad (m)$$

ahol Δv a sebességváltozás, a pedig a gyorsulás, melyet Newton 2. törvénye szerint számíthatunk.

A gyorsítóerő munkája:

$$W_{gy} = F_{gy} \cdot s, \quad (J)$$

behelyettesítve ide F_{gy} és s már ismert összefüggéseit:

$$W_{gy} = m \cdot a \cdot \left(\frac{v_0 \cdot v}{a} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot a} \right), \quad (J)$$

Ezt az egyenletet a $\Delta v = v - v_0$ helyettesítéssel felírva és a lehetséges egyszerűsítéseket elvégezve:

$$W_{gy} = \frac{m \cdot v^2}{2} - \frac{m \cdot v_0^2}{2}, \quad (J)$$

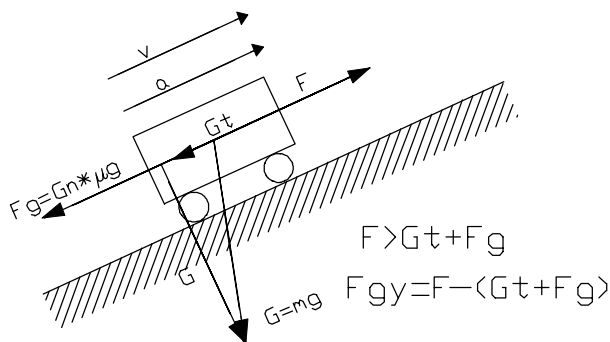
Tehát eredményünket úgy fogalmazhatjuk, hogy a gyorsítóerő munkája nem más, mint a kocsis mozgási energiájának megváltoztatása.

Erre az eredményre eljuthattunk volna a következő gondolatmenet alapján is.

A gyorsítóerő munkájának eredményeképpen a sebesség megváltozott. A mozgás vízszintes pályán történt. Az energia megmaradás törvényét szem előtt tartása mellett egyetlen következménye lehet ennek a munkának: a mozgási energia megváltozása.

Tehát:

$$W_{gy} = E_m - E_{m0} = \frac{m \cdot v^2}{2} - \frac{m \cdot v_0^2}{2}, \quad (J)$$

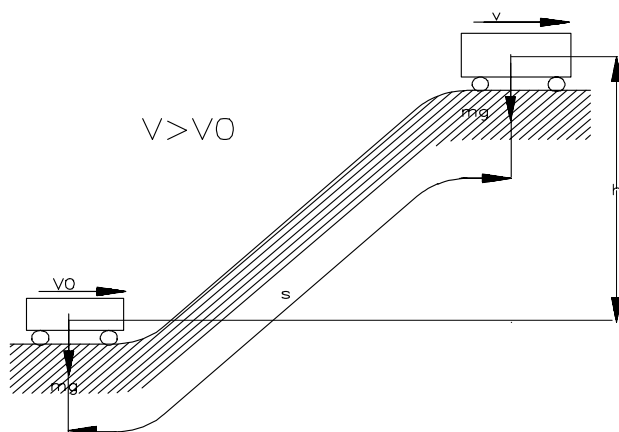


1.41. ábra

Gondolatmenetünk minden további nélkül általánosítható bármely pályára. A számítás során mindössze egyetlen dologra kell ügyelnünk, mégpedig a gyorsítóerő meghatározására. Nyomatékosan felhívjuk a figyelmet arra, hogy a gyorsítóerő soha nem tévesztendő össze a mozgató erővel. A gyorsítóerő mindig az az „erőtöbblet”, ami a pályamenti erők egyensúlyának felírása után „megmarad”, tehát csupán egy része a mozgató erőnek (lásd 1.41. ábra).

Az energia megmaradás törvényének felhasználásával további következtetéseket tehetünk. Teljesen általános alakú pályán (melynek hossza: s) végzett bármilyen gyorsítás (vagy lassítás) esetén az összes végzett munka nyilván három részből tevődik össze (1.42. ábra)

$$W = W_g + (E_m - E_{m0}) + (E_h - E_{h0}) \quad (J)$$



1.42. ábra

A W_g a pálya ellenállási munka, ez függ az úttól és csak szakaszonként számítható ki, hiszen a pályaellenállás vízszintes pályán és lejtős pályán más és más értékű, még akkor is, ha μg állandó. Ez a munkamennyiség hővé alakul és a környezetnek adódik át.

Az $E_m - E_{m1}$, a mozgási energia megváltozása, ami a gyorsítóerő munkájával egyenlő és csupán a kezdeti és végpontban érvényes sebességek ismerete szükséges a kiszámításához (lényeges előny, hogy a gyorsítóerő és a

gyorsulás változásától nem függ).

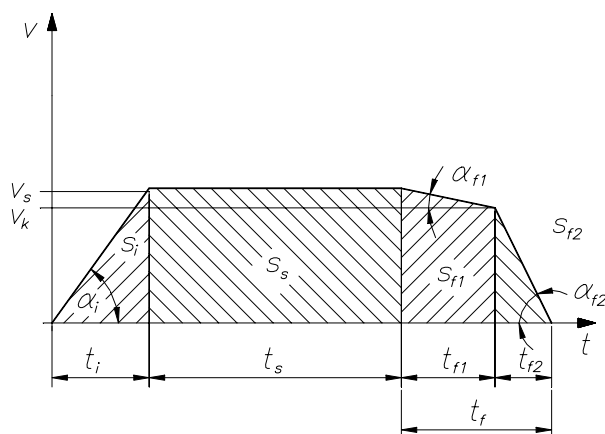
Az $E_h - E_{h0}$, a helyzeti energia megváltozása, hiszen a kocsis h magasságra történő ellenében felemeléséhez is munkát kell végeznünk, mégpedig a súlyerő. Az út hosszától, a sebesség és a gyorsulás változásától természetesen ez sem függ, csak és kizárólag a szintkülönbségtől.

Mindezekkel természetesen egyáltalán nincs ellentétben az a megjegyzésünk, hogy a kocsi hajtó gép szempontjából nem biztos, hogy elegendő csak a kezdő- és a végpont vizsgálata, ugyanis ez csalóka eredményt adhat, ha a vizsgált szakaszon gyorsulás miatt lassulás is történt, ill. előbb egy dombra kúszott fel a kocsi, majd újra leereszkedett. Fenti egyenletünk a munkák előjeles összegét eredményezi, tehát a mozgási szakasz részletes vizsgálat, nélkül messzemenő következtetéseket belőle levonni nem szabad.

1.3.2. A jármű menetábrái az indulástól a megállásig

A jármű menetábrái a jármű sebességének, a járműre ható erőknek, valamint ezen erők teljesítményének változását szemléltetik az idő függvényében. Az indulástól a megállásig eltelt idő három jól elválasztható részre oszlik: indítási idő (t_i), az egyenletes sebességű haladási idő (t_s), és a megállás, vagy fékezés ideje (t_f). A teljes menetidő alapján véve ezen idők összege:

$$t_m = t_i + t_s + t_f$$



1.43. ábra

Először vizsgáljuk meg a sebességet egy önkényesen felvett esetben, melynél a jármű egyenletesen (v. közel egyenletesen) növekvő sebességgel éri el üzemi egyenletes sebességét majd az egyenletes üzem után sebessége egyenletesen (vagy szakaszonként egyenletesen) csökken a teljes megállásig (1.43. ábra). Az indítás ideje alatt tehát a sebesség egyenletesen nő azaz:

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} = a \text{ II.}$$

szakason az ábra egy ferde egyenest mutat, melynek meredekségét éppen a gyorsulás határozza meg:

$$\operatorname{tg} \alpha_i = a_i = \frac{v_s}{t_i} \text{,}$$

A következő szakaszon a sebesség állandó, tehát vízszintes egyenes következik a menetábrában:

$$\operatorname{tg} \alpha_s = 0$$

azaz gyorsulás nincs.

A megállás vagy fékezés ebben az esetben két részre oszlik:

- t_{f1} ideig szabad - kifutás,
- t_{f2} ideig működik a fékberendezés.

A szabadkifutás jellemzője, hogy a járműre csak egyetlen erő, a gördülési ellenállás hat és ez az erő lassítja a járművet:

$$F_g = \mu_g \cdot G = m \cdot a_{f1} \quad (\text{N}),$$

Mivel a G súly helyébe írhatjuk, hogy:

$$G = m \cdot g \quad (\text{N}),$$

így:

$$a_{f1} = g \cdot \mu_g \quad (\text{N}),$$

azaz a szabadkifutás lassulása éppen a gördülési ellenállási tényező g-szerese.

Ez általában igen kis érték, tehát ilyen módon a jármű csak igen hosszú idő alatt lenne megállítható, arról nem is beszélve, hogy a meghatározott helyen történő megállás alig lehetséges. Éppen ezért szükséges a fékberendezés, melynek segítségével a jármű viszonylag rövid idő alatt megállítható. Ennek következtében a t_{f2} idő alatt már nemcsak a gördülési ellenállás, hanem azon kívül még egy fékerő is hat, tehát a lassulása nagyobb, mint a szabadkifutás során. Ezt mutatja az egyenes meredekebb esése.

Az ábrából megállapítható, hogy:

$$a_{f1} = g \cdot \mu_g = \text{tg}\alpha_{f1} = \frac{v_S - v_k}{t_{f1}} \left(\frac{m}{s^2} \right),$$

a szabadkifutás lassulása, valamint:

$$a_{f2} = \text{tg}\alpha_{f2} = \frac{v_k}{t_{f2}} \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

a fékezés megállás lassulása.

Mint láttuk, a meglehetősen egyszerű sebesség-idő menetábrából egyúttal a gyorsulások is kiolvashatóak, ami egyáltalán nem meglepő, ha visszaemlékezünk a jegyzet elején a kinematikai összefoglalóban leírtakra, miszerint a gyorsulás a sebességnek az idő szerinti deriváltja, a derivált pedig geometriailag mint a görbéhez húzható érintő iránytangense szemlélhető:

$$a = \text{tg}\alpha = \frac{dv}{dt}.$$

Emlékezzünk azonban arra is, hogy a sebesség viszont az útnak idő szerinti deriváltja:

$$v = \frac{ds}{dt}.$$

ebből pedig rögtön következik, hogy:

$$\Delta s = \int_{t_1}^{t_2} v dt.$$

Mivel az integrál értéke geometriailag a görbének az integrálás határai által kijelölt szakasza alatti területe, így tehát sebesség-idő menetábránkból meghatározhatók az egyes szakaszokon megtett utak, mindössze a megfelelő területeket kell kiszámítani:

$$s_i = \frac{v_s \cdot t_i}{2},$$

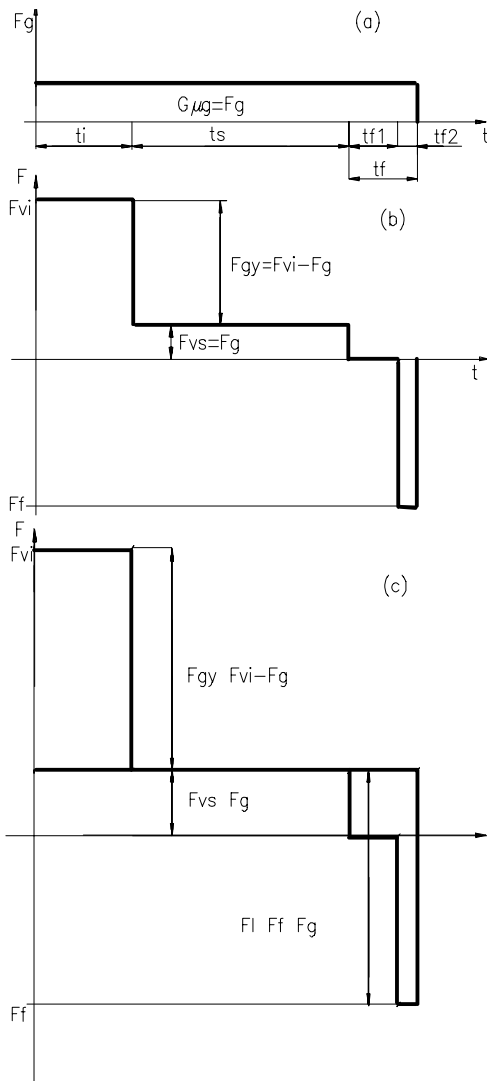
$$s_s = v_s \cdot t_s$$

$$s_{f1} = \frac{v_s + v_k}{2} \cdot t_{f1}$$

$$s_{f2} = \frac{v_k}{2} \cdot t_{f2}$$

Természetesen a teljes mozgási idő alatt megtett út:

$$s = s_i + s_s + s_{f1} + s_{f2} = s_i + s_s + s_f$$



1.44. ábra

Most kövessük nyomon a járműre ható erők változását.

Az erők két részre oszlanak:

- gördülési ellenállás
- a vontatóerő és a fékszerkezet fékereje

A gördülési ellenállásról tudjuk, hogy a sebesség változásától nem függ, értéke pedig:

$$F_g = G \cdot \mu_g$$

Tehát az 1.44. ábra szerinti képet mutatja, bármilyen szakaszokból álló mozgásra. Egyetlen feltétel μ_g állandósága.

Az indítási szakaszon a vontatóerő szükségképpen nagyobb a gördülési ellenállásnál:

$$F_{vi} > F_g$$

hiszen csak így lehetséges, hogy a kocsi gyorsul. A gyorsítóerő pedig:

$$F_{gy} = F_{vi} - F_g = m \cdot a_i = \acute{a} ll$$

ugyanis a gyorsulás állandóságát már korábban is feltételeztük. Az egyenletes sebességű üzem alatt

$$F_{vs} = F_g$$

hiszen gyorsulás nincsen.

A t_{f1} ideig szabadkifutás történik, s mint mondtuk, ilyenkor a járműre csak a gördülő ellenállás hat, azaz:

$$F_{vf1} = 0$$

A fékszerkezet működtetésekor egy negatív, tehát mozgást akadályozó erő jelentkezik (F_f), azonban vegyük figyelembe, hogy ez az erő F_g -vel azonos irányú, tehát az összes lassító erő:

$$F_f + F_g = F_l ,$$

és ez a lassító erő hozza létre az a f_2 lassulást:

$$a_{f2} = \frac{F_l}{m} \quad (\text{N}),$$

Az elmondottakat az *1.44. ábrán* szemléltetjük.

Mint az előzőekben elmondottakból kitűnik, feltétlenül szükséges egyidejűleg vizsgálni a gördülő ellenállást, a vontatóerőt és a fékerőt ahhoz, hogy helyes következményeket vonhassunk le a jármű mozgására vonatkozólag ezt teszi lehetővé ha az erőkre felrajzolt két ábrát egyetlen koordináta-rendszerben rajzoljuk fel (*1.44.c ábra*).

Az erők ábrájának felrajzolása azért fontos a számunkra, hogy egyszerűen megszerkeszthessük a bennünket legjobban érdeklő menetábrát, melyben a teljesítmények változását ábrázoljuk az idő függvényében. Az ábra megrajzolását a következő összefüggés alapján.

$$P = F \cdot v \quad (\text{W})$$

mely minden időpillanatban igaz.

Ilyen módon először a gördülési ellenállás teljesítményének alakulását rajzoltuk fel *1.45.a* ábrában. Mint látható ez az ábra alakra hasonlít a sebesség-idő menetábrához, ami nem meglepő, hiszen $F_g = \text{áll.}$ így a sebességgel alkotott szorzataként kapott teljesítmény a sebességhez hasonló módon változik.

Teljesen hasonló elvek alapján megszerkeszthető a motor vonóerejének és a fékezőerő teljesítményének változása. A metszékenkénti szorzással felrajzolt ábrát mutatja az *1.45.b* ábra. Természetesen a gördülési ellenállás teljesítménye negatív (F_g és v mindenkor ellentétesek egymással), tehát a gördülési ellenállás által elfogyasztott teljesítményről beszéltünk. A vontatóerő teljesítménye, mivel F_v és v egymással azonos irányúak, mindig pozitív. A fékerő teljesítménye a gördülési ellenállás teljesítményéhez hasonlóan (azonos okokból) negatív. Már láthatjuk, hogy itt is elengedhetetlenül fontos a két teljesítményábrára együttes vizsgálata, aminek elvégzéséhez a két ábrát közös koordináta rendszerben rajzoljuk meg (*1.45.c ábra*).

További vizsgálataink elvégzéséhez vegyük alaposan szemügyre a

$$P = F \cdot v \quad (\text{N}),$$

összefüggésünket. Mivel a v sebesség mindenkor az út idő szerinti deriváltja, tehát:

$$P = F \cdot \frac{dv}{dt},$$

ahonnan:

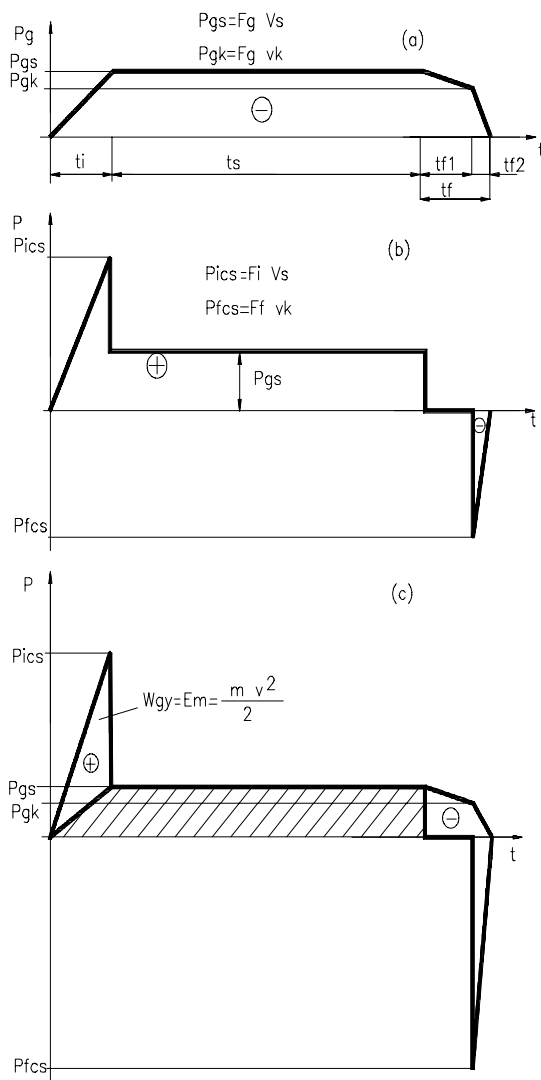
$$P \cdot dt = F \cdot ds = dW ,$$

tehát:

$$W = \int P dt. \quad (J),$$

ami azt jelenti, hogy a felrajzolt teljesítmény-idő diagram görbéje alatti terület az adott szakaszon elvégzett munkát szemlélteti.

Az 1.45.a és az 1.45.b ábrának ennek megfelelően a gördülési ellenállás munkáját jelző területet $-$, a vonóerő munkáját mutató területet \oplus , a fékerő munkáját mutató területe negatív jellel jelöltük meg.



1.45. ábra

A közös koordináta rendszerben felrajzolt két diagramot szemlélve az tapasztaljuk, hogy az indítási szakaszon \oplus munkaterület jelentkezik, a megállási szakaszon negatív munkaterület van.

A ferdén vonalkázott terület azt mutatja, hogy a vonóerő munkájának egy része fedezi a gördülési ellenállás munkáját. Ha mindezeket alaposan megfontoljuk, észrevehetjük, hogy a mostani eredményeink korábbi megállapításainkkal teljes összhangban vannak. Nyilvánvaló ugyanis, hogy az indulási és egyenletes sebességű haladás szakaszának gördülési ellenállása miatt keletkező súrlódási hőnek megfelelő mechanikai munkát el kell végezni. Az indulási szakaszon jelentkező \oplus munka egyetlen dologra fordítható, a mozgási energia növelésére. Ez azt jelenti, hogy a \oplus terület a mozgási energiával egyenlő, s ez, mint tudjuk nem más, mint a gyorsítóerő munkája:

$$W_{gy} = \frac{m \cdot v_s}{2} = \frac{P_{ics} \cdot t}{2} - \frac{P_{gs} \cdot t_i}{2}$$

$$= F_{gy} \cdot \frac{v_s \cdot t_i}{2}$$

Az egyenlet helyessége könnyen belátható, ha $P_{ics} = F_i \cdot v_s$ és

$$P_{gs} = F_g \cdot v_s \text{ értékeket helyettesítjük be.}$$

Az egyenletes sebességű üzem során tehát a gördülési ellenállás munkája és a vonóerő munkája éppen egyenlő. Ebből persze az is következik, hogy ezen a szakaszon a jármű összes mozgási energiája változatlan, egészen a fékezés szakasz megkezdéséig. mivel a teljes megálláskor a mozgási energia zérussá válik, így ez azt jelenti, hogy az ezen a szakaszon elvégzett munkák összege - az 1.45.c ábrán negatívval megjelölt szakasz - egyenlő a jármű mozgási energiájával, tehát következésképpen a \oplus -al megjelölt területtel.

Az említett negatívval megjelölt területtel szemléltetett munka súrlódási hővé alakul, részben a kerekek és az út között (t tengely feletti terület), részben pedig a fékszerkezetben (t tengely alatti terület).

Felhívjuk a figyelmet befejezésül a teljesítmény-idő menetábrában látható kiugróteljesítmény csúcsokra. A fékezés területén jelentkező teljesítménycsúcs nagysága a jármű vontatóerejét nem terheli, nagysága attól függ, milyen nagy fékerőt alkalmazunk az adott sebességről történő megállásra. Az indítási szakasz befejeztekor jelentkező teljesítménycsúcs, mely az üzemi teljesítmény többszörösére is adódhat, a meghajtó erőgép szempontjából igen kedvezőtlen. Nem beszélve arról, hogy a meghajtógépet erre a maximális teljesítményre kell tervezni.

Feltétlenül szükséges tehát ennek a teljesítménycsúcsnak a letompítása. Ennek egyik lehetséges módja az indítási idő megnövelése. Külön magyarázat nélkül is érthető, hogy így kisebb teljesítménycsúcs adódik. Természetesen ez a módszer nem alkalmas mindenhol, sok esetben éppen azért nem, mert meghatározott idő alatt kell elérni az üzemi sebességet.

A gyakorlatban nem is nagyon használják az egyfokozatú indítást, hanem inkább a többfokozatú, szakaszonként áll., de egyre kisebb gyorsulással indítanak. A többfokozatú indítás következménye a kiugró teljesítménycsúcs szintén letompul, ami azt jelenti, hogy kisebb telj. lehet a járművet hajtó motor. Mindezek mellett a gyorsítási idő sem növekszik meg mértéktelenül. Ezzel itt nem foglalkozunk részletesebben, még arra kívánjuk felhívni a figyelmet, hogy az indítási mód a meghajtómotornak a függvénye. Másként kell indítani villamosmotorral meghajtott járművet, másként egy belsőégésű motorral meghajtottat, és másként egy gőz- v. gázturbina indítását.

1.3.3. A forgó tömeg mozgási energiája, a gyorsító nyomaték munkája

A gépek többsége a mechanikai munkát forgó mozgás során szolgáltatja, viszi át és használja fel. Fontos tehát megvizsgálunk, hogy a forgó mozgást végző gépelem mozgási energiája hogyan számítható. A forgó tömeg hatását és szerepét egy R sugarú gyűrűn tanulmányozhatjuk a legegyszerűbben (1.46. ábra).

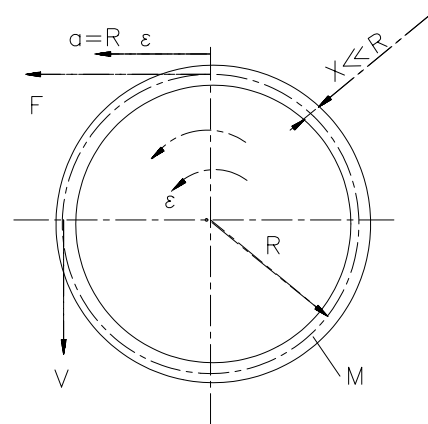
A gyűrű szélességi mérete (x) az R sugár mellett legyen elhanyagolhatóan kicsi. Így a v kerületi sebesség az ω szögsebességgel forgó gyűrű minden tömegpontjára azonos:

$$v = R \cdot \omega \quad (m/s),$$

Tehát a gyűrű mozgási energiája - az egyenes vonalú mozgást végző test mozgási energiájához hasonlóan - ahová a v sebesség helyébe $R\omega$ -t helyettesítve:

$$E_m = \frac{m \cdot R^2 \cdot \omega^2}{2} \quad (N),$$

A két összefüggés összehasonlítása során arra a következtetésre juthatunk, hogy a v sebesség szerepét az ω szögsebesség vette át, és az m tömeg helyébe az mR^2 szorzat lépett. Ezt az mR^2 szorzatot a forgó tömeg másodrendű vagy tehetetlenségi nyomatékának nevezzük, így a vizsgált gyűrűre a tehetetlenségi nyomaték:



1.46. ábra

$$\Theta = m \cdot R^2 \quad (\text{kgm}^2),$$

Ezzel a forgó gyűrű mozgási energiája:

$$E_m = \frac{\Theta \cdot \omega^2}{2} \quad (\text{J}),$$

azaz a szögsebesség négyzetével arányos és annál nagyobb, minél nagyobb a Θ tehetetlenségi nyomaték.

Ahhoz, hogy eredményünket ne csak egy vékony, nagy átmérőjű gyűrűre alkalmazhassuk, fel kell oldanunk ezt a kikötést. Az említett kikötés elhagyása esetén az ω szögsebesség tekintetében nem kell semmiféle változtatást sem végeznünk, hiszen a szögsebesség bármilyen alakú, formájú forgó mozgást végző test minden pontjára jellemző érték és azonos. Más a helyzet a tehetetlenségi nyomaték esetében. Egy meghatározott méretű, véges kiterjedésű test (pl: egy korong) esetében nem mondhatjuk, hogy a tömege a forgásközépponttól R távolságban van, hiszen a tömege kiterjedésén belül egyenletesen oszlik el. Ennek következtében minden dm tömegelemre ki kell számítani az: $r^2 \cdot dm$ szorzatot, ami az illető tömegelem elemi tehetetlenségi nyomatéka, és ezeket kell összegezni a teljes tömege, hogy a test tehetetlenségi nyomatékát kapjuk:

$$d\Theta = r^2 \cdot dm$$

$$\Theta = \int_m r^2 dm \quad (\text{kgm}^2),$$

Mindez persze nem változtat a

$$E_m = \frac{\Theta \cdot \omega^2}{2} \quad (\text{J}),$$

összefüggésen, csak arra hívja fel a figyelmet, hogy a tehetetlenségi nyomaték meghatározásánál körültekintően kell eljárni.

A tehetetlenségi nyomaték meghatározása tehát mindenkor egy integrálási művelet végeredményeként kapható. A forgó mozgást végző gépelemek oly sokfélék, alakjuk sokszor olyan bonyolult, hogy ez az integrálás egyáltalán nem, vagy csak jelentős elhanyagolások mellett végezhető el. Éppen ezért a leggyakrabban előforduló gépelemek tehetetlenségi nyomatékait a gépészeti v. műszaki zsebkönyvekben megtalálhatóak.

A tehetetlenségi nyomatékkal kapcsolatban érdemes megjegyezni: egyáltalán nem lehet megmondani, hogy pl. a korong tehetetlenségi nyomatéka $\frac{m}{2} \cdot R^2$. A meghatározáshoz hozzá tartozik, hogy a közepén átmenő, síkjára merőleges tengelyre vonatkoztatva. Minden más tengelyre más a tehetetlenségi nyomaték értéke. Ez egyenesen következik a tehetetlenségi nyomaték definiáló egyenletéből:

$$d\Theta = r^2 \cdot dm$$

amiben benne van, hogy ugyanazon tömegelem tehetetlenségi nyomatéka a forgástengely elhelyezkedésétől függően más és más. Így tehát:

$$\Theta = \int_m r^2 dm$$

értéke is függ a tengely elhelyezkedésétől.

A tehetetlenségi nyomatékkal kapcsolatban két fontos törvényt jegyezzünk meg, melyeket itt bizonyítás nélkül közlünk:

1. Egy test tehetetlenségi nyomatékai közül a súlyponton átmenő tengelyre számított tehetetlenségi nyomaték a legkisebb. (Ált. ezt tartalmazzák a táblázatok).
2. Ha ismerjük a súlypontra számított tehetetlenségi nyomatékot, bármely más-- azzal párhuzamos -- tengelyre vonatkozó tehetetlenségi nyomaték megkapható úgy, hogy a súlyponti tengelyre vonatkozó tehetetlenségi nyomatékhoz hozzáadjuk a test tömegének és a két tengely távolsága négyzetének szorzatát:

$$\Theta_x = \Theta_s + m \cdot t^2,$$

ahol Θ_s - a súlyponti tengelyre vonatkozó tehetetlenségi nyomaték,
 m - a test tömege,
 t - a két tengely távolsága. (Ez a Steiner-tétel.)

Ezek után vizsgáljuk meg a bevezetőben említett gyűrű felgyorsításának *folyamatát* (1.46. ábra).

A gyűrűre valamelyik kerületi erő hat, aminek a hatására állandó kerületi gyorsulás jön létre. Tehát Newton 2. törvénye alapján:

$$F_k = m \cdot a_k \quad (\text{N}),$$

hiszen a gyűrű minden pontjának kerületi gyorsulása azonos!
 Az 1.1.2.2. fejezetben leírtak szerint:

$$a_k = R \cdot \varepsilon \quad \left(\frac{m}{s^2}\right),$$

ahol ε a szöggyorsulás.
 Ezzel a helyettesítéssel:

$$F_k = m \cdot R \cdot \varepsilon \quad (\text{N}),$$

Ha az egyenlet mindkét oldalát kettővel megszorozzuk, a bal oldalon az $F_k \cdot R$ szorzat a gyűrűre ható nyomatékot jelenti, ami a gyorsuló mozgást létrehozza:

$$M = F_k \cdot R = m \cdot R^2 \cdot \varepsilon \quad (\text{mN}),$$

Az mR^2 szorzat már az előzőekből ismerős, a gyűrű tehetetlenségi nyomatéka tehát:

$$M = \Theta \cdot \varepsilon \quad (\text{mN}),$$

azaz a gyorsító nyomaték a tehetetlenségi nyomaték és a szöggyorsulás szorzata. Ha most a tehetetlenségi nyomatékot teljesen általánosan fogjuk fel, azaz:

$$\Theta = \int_m r^2 dm \quad (\text{kgm}^2),$$

akkor az összefüggésünk is teljesen általánossá válik.

Érdeemes felfigyelni a most felirt összefüggés és Newton 2. törvénye közötti analógiára. Erő helyett nyomaték, tömeg helyett tehetetlenségi nyomaték, gyorsulás helyett szöggyorsulás írandó, tehát a felirt összefüggés nem más mint Newton 2. törvénye forgó mozgás esetére. A felirt összefüggés alkalmas a tehetetlenségi nyomaték kísérleti úton történő meghatározására. Adott nyomatékkal gyorsítunk egy forgó gépelemet, mérjük ill. számítjuk a létrejött szöggyorsulást az

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

összefüggésnek megfelelően. Ezek ismeretében az ismeretlen tehetetlenségi nyomaték meghatározható.

Vizsgáljuk meg most azt, hogy mennyi munkát kellett végeznünk a gyűrű felgyorsításához. A már jól ismert definiáló egyenletből kiindulva, az elemi munka esetünkben:

$$dW = F_k \cdot ds$$

ds helyébe az elemi ívhosszat írva, ami mentén F_k a munkát végzi:

$$ds = R \cdot d\varphi$$

így az elemi munka: $dW = F_k \cdot R \cdot d\varphi = M \cdot d\varphi$ (N),

A nyomatékról tudjuk, hogy: $M = \Theta \cdot \varepsilon$ (mN),

tehát behelyettesítve: $dW = \Theta \cdot \varepsilon \cdot d\varphi$ (J),

Összefüggésünk tovább egyszerűsíthető, ha felhasználjuk, hogy:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad \text{és} \quad d\varphi = \omega \cdot dt.$$

Ezekkel a lehetséges egyszerűsítések után:

$$dW = \Theta \cdot \omega \cdot d\omega \quad (\text{J}),$$

Az összefüggés már egyszerűen integrálható, hiszen a tehetetlenségi nyomaték a szögsebességtől független, s így az integrálás jele elé kiemelhető, aminek az eredménye így:

$$W = \Theta \cdot \frac{\omega^2}{2}.$$

Tehát a gyűrű (vagy általánosítva, valamely Θ tehetetlenségű forgó gépelem) felgyorsításához szükséges munka egyenlő a forgó gépelem mozgási energiájával.

Ha alaposabban belegondolunk levezetésünk eredményébe, megállapíthatjuk hogy az cseppet sem meglepő, sőt előre várható volt. Hiszen mi másra fordítható a gyorsítás során végzett munka, mint a mozgási energia növelésére.

1.3.4. Több tömegű rendszer mozgási energiája

A gépek és a járművek mozgási energiájának szabatosabb meghatározása szükségessé teszi a haladó és forgó mozgás együttes vizsgálatát. A munkaképességek összegezhetsőségének elve (szuperpozíció) rendkívül egyszerűvé teszi az eljárást. Vizsgáljunk meg egy mozgócsigát, mely emelkedése közben forog. Ha emelkedési sebessége v , szögsebessége ω , úgy teljes mozgási energiája.

$$E_m = \frac{mv^2}{2} + \frac{\Theta\omega^2}{2}$$

Összefüggésünk egyszerűbben kezelhetővé válik, ha bevezetjük a redukált tömeg fogalmát, a következő definiáló egyenlet szerint:

$$\Theta = m_{red} \cdot R^2 \quad (\text{kgm}^2)$$

ami azt jelenti, hogy a gépelem tehetetlenségi nyomatéka (az aktuális-tengelyre) egyenlő egy m_{red} tömegű R sugáron elhelyezkedő tömeg-pont tehetetlenségi nyomatékával. Mivel biztosak lehetünk afelől, hogy a redukált tömeg kifejezhető a tényleges tömeg valahány szorosaként, írható

$$m_{red} = \lambda \cdot m \quad (\text{kg})$$

ahol λ pozitív szám. Az összes mozgási energia ezzel a helyettesítéssel

$$E_m = \frac{mv^2}{2} + \lambda \frac{m(R\omega)^2}{2} = (1 + \lambda) \frac{mv^2}{2} \quad (J)$$

mert $R\omega = v$ a kerületi sebesség.

Ez azt jelenti, hogy pl. a jármű forgó gépelemei nemcsak tömegükkel járulnak hozzá a jármű mozgási energiájához, hanem ezen felül forgó mozgásuk energiájával megnövelik azt. Gondolatmenetünk általánosítható bármely összetett szerkezetre, melynek egyes elemei csak haladó, vagy haladó és forgó mozgást végeznek. A gépelemek közé iktatott áttételek miatt persze már nem beszélhetünk egyetlen sebességről, de írható

$$E_m = \sum_i \frac{m_i \cdot v_i^2}{2} + \sum_i \frac{\Theta_i \cdot \omega_i^2}{2} \quad (J).$$

Természetesen minél bonyolultabb gépről van szó, annál munkaigényesebb a feladat megoldása, így az esetek többségében meg kell elégednünk a láthatóan nagy tehetetlenségi nyomatékú, vagy nagy szögsebességű gépelemek hatásának vizsgálatával, a többi pedig többé kevésbé elhanyagolhatónak tekintjük.

Még annyit kívánunk itt megjegyezni, hogy adott esetben az áttételek figyelembevételével - a gép valamennyi tömege egyetlen redukált tömeggel is helyettesíthető. A módszer alkalmazását az 1.47. ábra kapcsán tekinthetjük át röviden. Az emelkedő teher mozgási energiája.

$$E_{mG} = \frac{mv_0^2}{2} \quad (J)$$

A mozgócsiga tömegét tekintsük elhanyagolhatóan kicsinek.

1.3.5. A munkasebesség egyenlőtlensége, a lendítőkerék

A gép járásának egyenletességét a hajtóerő és az ellenállás egyensúlya biztosítja. Ez korábbi megállapításaink teljes általánosításának felel meg. Forgó mozgást végző gép egyenletes üzeme (a szögsebesség) állandósága csak úgy biztosítható, ha a hajtó nyomaték (M_h) és az ellenállás nyomatéka (M_f) (súrlódás és a terhelés együttes hatása) egyensúlyt tart. Ha ez az egyensúly valamilyen okból felborul, úgy a gépelem gyorsulni, ill. lassulni fog, ugyanis:

$$M_h - M_f = M$$

gyorsító vagy lassító nyomaték keletkezik. Ez a nyomaték - mint már tudjuk - valamilyen szöggyorsulást idéz elő,

$$E = \frac{M}{\Theta} \quad \left(\frac{1}{s^2} \right)$$

ahol Θ a forgó gépelem tehetetlenségi nyomatéka. A szöggyorsulás hatására a szögsebesség változni fog. A gép járása sohasem tökéletesen egyenletes. Ez ugyanis azt jelentené, hogy a teljes üzemidő alatt - leszámítva az indulás és leállítás szakaszát - a hajtóerő és az ellenállások egyensúlyban vannak. A valóságban a gép járása egyenlőtlen, ütemesen ingadozik. Ez két okból adódik:

- vagy a hajtógép (erőgép) alapvetően egyenlőtlen járású és a terhelés időben állandó (pl. dugattyús motorok)

- vagy a terhelés ingadozik ütemesen, és az erőgép egyenletes járású (pl. villanymotor).

Az eredmény mindkét esetben a gép egyenlőtlen járása. Az egyenlőtlen járás miatt a szögsebesség valamely maximális (ω_1) és minimális (ω_2) érték között ingadozik. Hogy a gép járása mennyire egyenlőtlen, annak jellemzőeként az egyenlőtlenségi fokot használjuk, mely megmutatja, hogy a szögsebesség ingadozásának nagysága hogyan viszonylik a közepes értékhez képest.

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_k}$$

ahol a közepes szögsebéségen

$$\omega_k = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \quad \left(\frac{1}{s} \right)$$

értjük.

Ezen egyenlőtlenségi fok még megengedhető értékét szokták előírni adott gép esetén. Természetesen esete válogatja, hogy milyen fokú egyenlőtlenség viselhető még el. Igen egyenletes járásúnak kell pl. egy szövőgépnek vagy fonógépnek, ugyanakkor még nagyfokú egyenlőtlenség is elviselhető pl. egy őrlőgépben. A gép járásának egyenletessé tétele azon felismerésen alapszik, hogy minél nagyobbak a gyorsítandó tömegek, adott munkafelesleg esetén annál kisebb gyorsulásokat eredményez, így a sebességingadozás is csökken.

Nincs tehát más feladatunk, mint a nem kellően egyenletes járású gép alkalmas tengelyére egy megfelelő nagy tömegű, helyesebben nagy tehetetlenségi nyomatékú kereket elhelyezni. Ezt a kereket vagy korongot lendítőkeréknek nevezzük. Szerepe, hogy a jelentkező hajtóerő-felesleget elraktározza, miközben szögsebessége és mozgási energiája csökken.

A lendítőkerék szögsebessége (ω_1) és (ω_2) között ingadozik, az általa elraktározott mozgási energia maximálisan.

$$W = \frac{\Theta \cdot \omega_1^2}{2} - \frac{\Theta \cdot \omega_2^2}{2} \quad (\text{J})$$

Az egyenlet átalakítása után

$$W = \Theta(\omega_1 - \omega_2) \cdot \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \quad (\text{J})$$

Tudjuk, hogy

$$\frac{\omega_1}{2} + \frac{\omega_2}{2} = \omega_k$$

valamint

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_k}$$

ezekkel

$$W = \Theta \cdot \omega_k^2 \cdot \delta \quad (\text{J})$$

Ebben az összefüggésben Θ a lendítőkerék tehetetlenségi nyomatéka, ω_k a kívánatos közepes szögsebesség, δ pedig az adott gépre megengedett egyenlőtlenségi fok. Ha W értékét, tehát az elraktározandó munka (energia) mennyiségét meg tudjuk határozni, úgy a lendítőkerék Θ értéke számítható.

A W értékét oly módon határozhatjuk meg, hogy megvizsgáljuk a gép üzemét lendítőkerék nélkül. Ekkor azt tapasztaljuk, hogy a munkafeleslegek és munkahiányok jelentkeznek. Nyilvánvaló, hogy a lendítőkeréknek - éppen feladata miatt - a legnagyobb jelentkező különbségei (abszolút értékben) kell elraktározni.

Tehát:

$$W = W_{\max} - W_{\min}$$

A lendítőkerekek tömegének legnagyobb részét a kerületen helyezik el, így célszerűen kisméretű kerék esetén is nagy tehetetlenségi nyomatékhoz jutunk. Ebből következően azonban nem jelent túlságosan nagy hibát, ha feltesszük, hogy

$$\Theta \cong m \cdot R^2 \quad (\text{kgm}^2)$$

ahol m a kerék koszorújának tömege, R pedig a kerék sugara. Ezzel a közelítéssel a lendítőkerék méretezésére alkalmas összefüggés:

$$W = m \cdot v_k^2 \cdot \delta \quad (\text{J})$$

Innen pedig célszerűen már csak a lendítőkerék koszorújában elhelyezendő tömeg határolandó meg.

Az említett elhanyagolással a helyzeten biztosan nem rontottunk, ugyanis az elkészülő lendítőkerék tehetetlenségi nyomatéka biztosan nagyobb lesz, mint az általunk feltételezett - miáltal a gép járása még egyenletesebb lesz.

1.4. A gépek statikus üzeme

1.4.1. A gépek üzemi jellemzői. Jelleggörbék

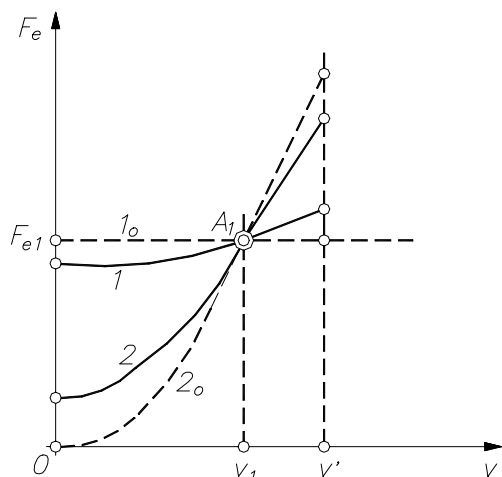
Valamely gép teljesítményét az erő (hajtóerő ill. terhelés) és a munkasebesség szorzata határozza meg. E két tényező (forgó mozgásnál a forgatónyomaték és a fordulatszám) rendszerint nem független egymástól, hanem a gép üzemi tulajdonságait jellemző kapcsolatban áll egymással.

Már korábban rámutattunk a surlód kapcsolatoknak (surlód kerékpár, szíj- és kötélhajtás) arra a jellegzetes tulajdonságra, hogy a munkasebesség a terheléstől nem független, mert a terheléssel arányos megcsúszás (szlip) következtében minden terheléshez más-más munkasebesség tartozik. Az erőgép F hajtóereje és a munkagép F_e terhelési is a v munkasebességhez igazodik. E két üzemi jellemző kapcsolatát fejezi ki szemléletesen az a függvényábra, amely a hajtóerő ill. a terhelés változását a munkasebesség függvényében ábrázolja.

A szóban forgó $F = F(v)$, ill. $F_e = F_e(v)$ görbét nevezzük a gép jelleggörbéjének, mert e görbe alakjából következtethetünk a gép jellegzetes statikus üzemi tulajdonságaira. A jelleggörbe (jellemző görbe, karakterisztika) forgó mozgás esetében a forgatónyomaték és a fordulatszám jellegzetes kapcsolatát is jellemzi, és ennél fogva az $M_F = M_F(n)$, ill. $M_e = M_e(n)$ alakban is felrajzolható.

a) A munkagépek jelleggörbéi (1.48. ábra). A munkafolyamatok nagy csoportjánál az ellenállás a munkasebességtől független. Ilyen a teheremelés munkája és - jó közelítéssel - mechanikai súrlódás is. Az emelőgépek és kis sebességű futó- és forgatóművek jelleggörbéje eszerint az $F_e(v) = \text{konst.}$ egyenlettel jellemezhető, és vízszintes egyenessel ábrázolható (az 1.48. ábrán az I_0 jelű görbe).

A munkafolyamatok másik jellegzetes csoportjánál az ellenállás a munkasebességnek kb. a második hatványával arányosan növekszik. A folyadéksúrlódás és a légellenállás ilyen függvénykapcsolatot eredményezve befolyásolja a vízgépek, a kompresszorok és a szellőztetők üzemét, valamint a nagy sebességű gépjárművek mozgását (a 1.48. ábra 2_0 görbéje).



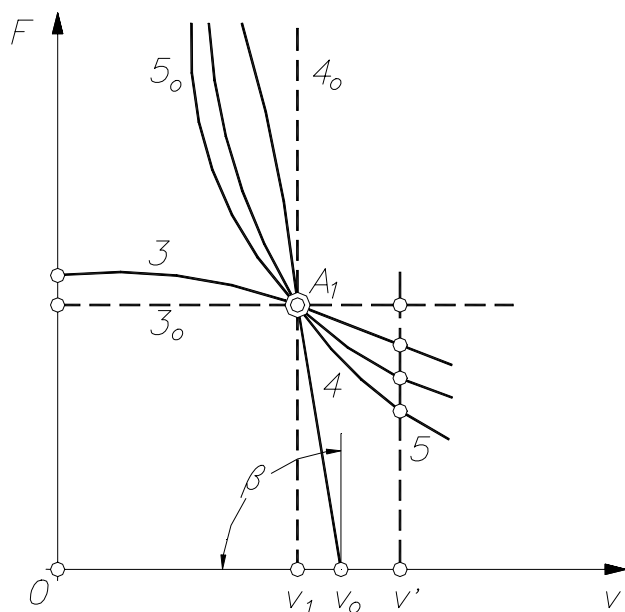
1.48. ábra

A munkagépek legtöbbször az ellenállás mindkét jellegzetes alakja együttesen jelentkezik, a legváltozatosabb összetételben. Így pl. a kocsivontatásnál a légellenállás kismértékben módosítja a jelleggörbe vízszintes alakját (1 görbe). A szellőzőgép csapsúrlódása pedig a parabola alakú jelleggörbe kezdőpontját emeli meg (2 görbe).

b) Az erőgép jelleggörbéi a 1.49. ábra szerint háromféle jellegzetes alakúak lehetnek:

1. Ha a hajtóerő a munkasebességtől függetlenül állandó, vagyis a jelleggörbe vízszintes egyenes, akkor azt erőtartó jellegűnek nevezzük: $F(v)=\text{konst.}$ Ilyen erőgép pl. a súlyerővel hajtott óramű (3₀ görbe). Ezt a jellegűt közelíti meg az állandó töltésre beállított gőzgép is, amelynek hajtóereje azonban a munkasebesség növekedésével kissé csökken (3 görbe).

2. Az erőgépek különleges tulajdonsága lehet a hajtóerőtől független, állandó munkasebesség, azaz $v(F) = \text{konst.}$ is. Ilyen ún. sebességtartó jellege van a villamos szinkronmotornak (4₀ görbe).



1.49. ábra

A sebességtartásnak kevésbé tökéletes változatát szemlélteti a 4 görbe, amelynél a teljes terheléshez tartozó munkasebesség a v_0 üresjárási munkasebességhez képest néhány százalékos csökkenést mutat (megcsúszás vagy szlip).

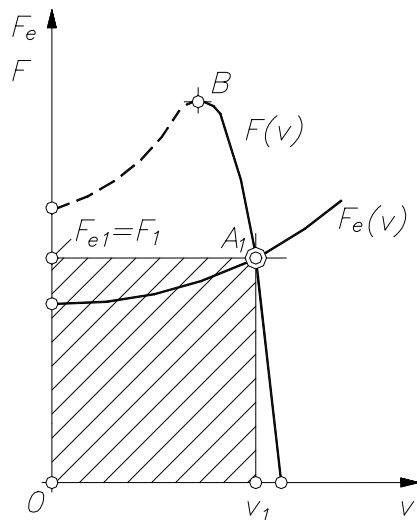
A mellékáramkörű villamos motor és a váltakozó áramú ún. indukciós motor jelleggörbéje is ebbe a csoportba sorolható.

Megemlítendő, hogy önműködő sebesség-(fordulatszám-) szabályozó beépítésével a szabályozó beavatkozása révén bármilyen jellegű erőgép sebességtartóvá tehető.

Vannak erőgépek, amelyeknek jellege az előző három alapösszefüggéstől nagyon eltérő, jelleggörbéjük azonban olyan, hogy a munkasebesség növekedésével a hajtóerő csökken. A gyorsuló gép hajtóerejének a csökkenése biztosítja az üzem stabilitását, azaz a hajtóerő és az ellenállás megbolygatott egyensúlyi állapotának helyreállítását. A stabilis üzemű erőgép jelleggörbéjének eszerint süllyedő alakúnak kell lennie, vagyis érintőjének az abszcisszatengelyt negatív iránytangenssel ($\text{tg}\beta$) kell metszenie.

3. Az erőgép jellege végül olyan is lehet, hogy az erő és a sebesség szorzata, vagyis a gép teljesítménye marad változatlan. A teljesítménytartó gép jelleggörbéje ($Fv = \text{konst.}$) egyenlő oldalú hiperbola (5_0 görbe). Ezt közelíti meg a főáramkörű villamos motor görbéje, csakhogy annál valamivel meredekebb (5 görbe). Ilyen végül az „élő motor” is, amelynek munkasebessége növekvő terhelésnél szintén kb. úgy csökken, hogy a teljesítmény állandó maradjon.

Az 1.50. ábra a forgóáramú indukciós motor jelleggörbéjét [$F(v)$ görbe] szemlélteti,



1.50. ábra

amelynek folytonos vonallal kihúzott ága az ún. B billenőpontig stabilis jellegű, és az A_1 munkapont környezetében sebességtartó. A görbének szaggatott vonalú szakasza emelkedő jellegű, ez tehát a jelleggörbének labilis ága.

A munkagép jelleggörbéjének alakjából is következtethetünk az üzem stabilitására. ez esetben az emelkedő jelleg biztosítja a stabilis üzemet (az érintő iránytangense pozitív).

Csoporthajtásnál (amikor a közös közlőműről hajtott munkagépek üzemi tulajdonságai nem jutnak érvényre) az üzem jellegét az erőgép jellemzői szabják meg.

Az ún. különhajtásnál - amikor az erőgépet egyetlen munkagéppel gépcsoporttá egyesítjük - az erőgép üzemének jellegét a munkagép jellemző tulajdonságai is módosítják. Ilyenkor tehát a gépcsoport szerves egységének kell tekinteni, amelynek üzemi jellemzőivel a következő pontban részletesen foglalkozunk.

1.4.2. A gépcsoport egyenletes üzeme. Az üzem stabilizálása

A munkagéppel közvetlenül kapcsolt erőgép üzemi jellemzői a két jelleggörbe egymásra illesztésével szemléltethetők. Az 1.50. ábrán az erőgép $F = F(v)$ jelleggörbéjét és a munkagép $F_e = F_e(v)$ jelleggörbéjét azonos léptékkal rajzoltuk egymásra. A merev munkakapcsolat miatt a két gép munkasebessége egyenlő, tehát a hajtóerő és az ellenállás egyensúlya csak a két görbe metszéspontjával jellemzett üzemállapotban jöhet létre ($F_l = F_{e1}$, ha $v = v_l$). Az A_1 metszéspont a gépcsoport munkapontja, amelynek koordinátái az $F_1 v_l$ területű (vonalkázott) derékszögű négyszöget zárják körül, vagyis az üzemi teljesítmény nagyságát is meghatározzák.

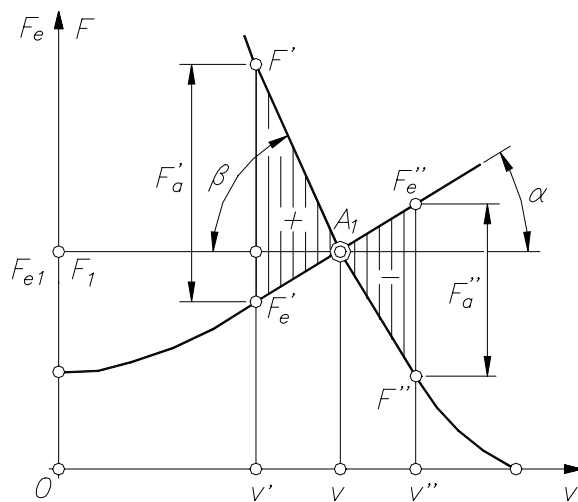
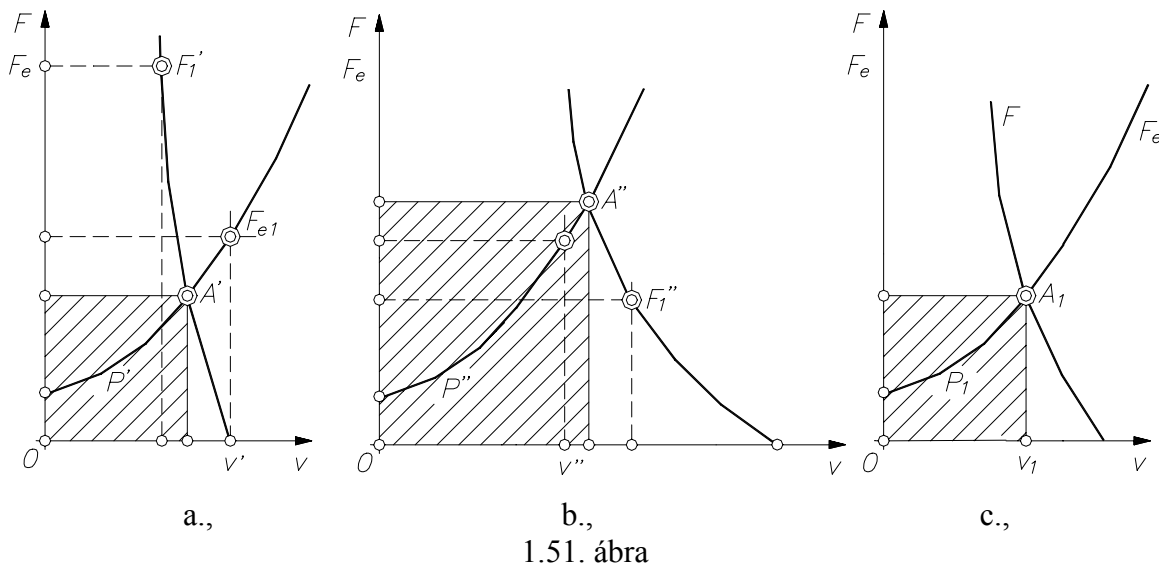
A két jelleggörbe metszéspontjával meghatározott munkapont nem mindig adja azt a munkasebességet, amelynél az erőgép is és a munkagép is legkedvezőbb (optimális) üzemviszonyok között dolgozik. Előfordulhat ugyanis, hogy azonos teljesítőképességű gép hibás összekapcsolása következtében a gépcsoport csak túlterheléssel juthat egyensúlyba, vagy teherbírásának csupán törtrészét tudja kifejteni (amint az 1.51. ábra szemlélteti).

Mindkét esetben megfelelő áttétel (módosítás) alkalmazásával lehet az erőgép és a munkagép üzemi jellemzőit egymással összehasonlítani.

A helyes összehangolás feltételeit a jelleggörbék munkapontjainak egymásra illesztésével lehet biztosítani. Ha az erőgép és a munkagép jelleggörbéjén kijelöltük azt a munkapontot, amelyen a két gépnek dolgoznia kell, akkor a két görbének e két pontját kell egymásra illeszteni, ami az áttétel helyes megválasztásával mindig sikerül.

A munkapont környezetében felrajzolt jelleggörbék irányszögeiből - az 1.52. ábra szerint - az üzem stabilitására is következtethetünk.

Az 1.52. ábrából kitűnik, hogy - abban az esetben, ha az erőgép jelleggörbéje süllyedő ($\beta < 90^\circ$) a munkagépé pedig emelkedő ($\alpha < 90^\circ$) jellegű - az egyensúlyi állapotból kiköszöntött gépcsoport csakhamar ismét felgyorsul, ill. lelassul az üzemi sebességre.



1.52. ábra

Mindaddig ugyanis, amíg a v' sebesség kisebb az egyenletes üzemet biztosító v_1 sebességnél, az ábra szerint $F'_a = F' - F'_e$ nagyságú pozitív gyorsítóerő áll rendelkezésre az egyensúly helyreállításához. (A jelleggörbe labilis ágán kisebb sebességhez kisebb hajtóerő tartozik, és ennél fogva a munkapont eléréséhez szükséges gyorsulás helyett a gép tovább lassul, és így nem juthat egyensúlyi állapotba.)

Ha viszont a sebesség pillanatnyi értéke nagyobb az üzemi sebességnél ($v'' > v_1$), akkor az egyensúly helyreállításához szükséges lassítóerő (negatív erő) $F''_a = F''_e - F''$ veszi át a visszatérő szerepét (vö. az

1.52. ábrával, amelyből az is kitűnik, hogy e visszatérő erő annál nagyobb, minél nagyobb a két jelleggörbe β és α irányszöge).

A gépcsoport üzemében a nagy visszatérítő erő csak akkor előnyös, ha a munkasebessége egyenletességét változó terhelés mellett is biztosítani kell.

Sok esetben viszont a sebességtartás feltételénél fontosabb követelmény: az erőgép mentesítése az ún. durva üzemvitelt jellemző, ütemesen ismétlődő, lökészerű túlterhelésektől (pl. hengorsorok, sajtók, kovácsológépek és ütemesen változó terhelésű munkagépek hajtása).

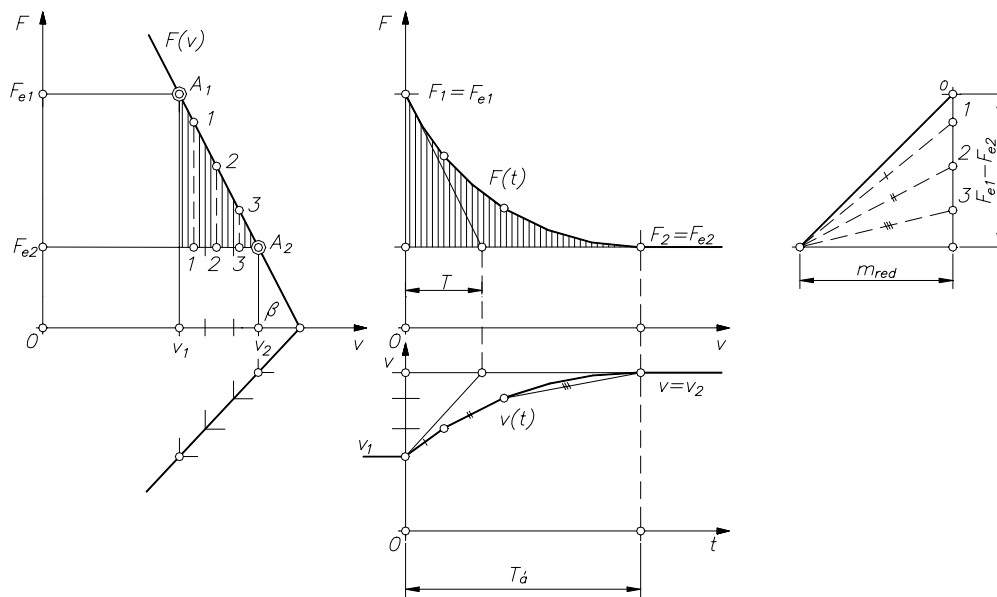
Ilyenkor a hajlékonyabb gépcsoport üzeme a kedvezőbb, mert jobban érvényre juttatja a lendítőmag tehermentesítő szerepét. Ha ugyanis a terhelési csúcsok tompítása sikerül, akkor az erőgép teljesítménye kisebb lehet, és - villamos üzem estén - a hálózat terhelése is egyenletesebbé válik.

1.4.3. A stabilis jellegű erőgép változó terhelésű üzeme

Az erőgép stabilis jellegénél fogva a munkasebességének is meg kell változnia, hogy a hajtóerő a megváltozott terheléssel egyensúlyba juthasson. Ha tehát a gép F_{e1} terhelésnél v_1 sebességgel (egyenletesen) dolgozott, akkor a terhelés hirtelen megváltozását egy gyorsulási (vagy lassulási) folyamatnak kell követnie, amelynek időtartama a gyorsított tömegek (mint energiátárolók) nagyságától is függ.

Az erőgép átállása (kisebb terhelésre) a menetábra (átmeneti függvény) megszerkesztésével szemléltethető, amelyből - a jelleggörbe összetartozó pontjainak átvétítésével - a hajtóerő időbeli változása is felrajzolható. Tehát ez esetben az átmeneti folyamat időbeli alakulását vizsgáljuk.

Az 1.53. ábra az erőgép átállását mutatja kisebb terhelésre.



1.53. ábra

Az ábra szerint a (stabilis jellegű) gép $t = 0$ időpontig az F_{e1} terheléshez tartozó A_1 munkapontban egyenletes v_1 sebességgel dolgozott. Ha a terhelés ebben a pillanatban F_{e2} -re csökken, akkor az új egyensúlyi állapot eléréséhez a gép m mozgó tömegeinek az A_2 munkaponttal kijelölt v_2 sebességre kell felgyorsulni. Az ehhez szükséges gyorsítóerő valóban létre is jön, mert az F hajtóerő mindaddig nagyobb marad az új terhelésnél ($F - F_{e2} > 0$), amíg a sebesség el nem éri új, tartósult értékét ($v < v_2$). A sebesség növekedésével a gyorsítóerő mindjobban csökken, ami az új egyensúlyi állapot elérését egyre inkább késlelteti.

Ennek eredményeképpen a hajtóerő és a sebesség egyaránt aszimptótikusan közelíti meg új tartósult értékét (elméletileg a beállási idő végtelen). A gyakorlatban a folyamatot befejezettek szokás minősíteni, mielőtt a hajtóerő 95%-os megváltozása bekövetkezett. Ez egyben a $T_{\dot{a}}$ átállás idejének elfogadott időtartamát is egyértelműen meghatározza.

Az 1.53. ábrán szerkesztési eljárás látható, amely a sebesség időbeli változását a görbébe írt sokszög alakjában adja eredményül. A jelleggörbét három szakaszra osztottuk, és azokon belül a közepes metszékeket az 1, 2 és 3 ponttal jelöltük. Egy-egy sebességszakaszon belül a gyorsulást a közepes gyorsítóerő és az (m_{red}) redukált tömeg hányadosa határozza meg.

A $v = v(t)$ görbébe írt sokszög pontjainak átvetésével az $F = F(t)$ görbe is felrajzolható.

Az ábra szerint állandó stabilitású (az erőgép jelleggörbéjének β irányszöge állandó) jelleggörbe esetében az erőgép átállásának időbeli lefolyása számítással is meghatározható. E számítást áttekintővé teszi az ún. (dinamikai) időállandó bevezetése, amely az új egyensúlyi állapot eléréséhez szükséges T időtartamot fejez ki változatlanul képzelt kezdeti gyorsulást feltételezve.

A kezdeti gyorsulás az 1.53. ábra jelöléseivel:

$$a_0 = (F_1 - F_{e2}) / m_{red}$$

így a $v_2 - v_1$ sebességváltozás létrehozásához szükséges idő:

$$T = \frac{v_2 - v_1}{a_0} = \frac{v_2 - v_1}{F_1 - F_{e2}} \cdot m_{red} = \frac{m_{red}}{b}$$

ahol $b = tg\beta$ az erőgép sebességtartásának fokmérője.

Az átállás $T_{\dot{a}}$ ideje az időállandó többszörösével fejezhető ki célszerűen. Ha az előbb említett 95%-os megközelítéssel megelégszünk, akkor $T_{\dot{a}} = 3T$, vagyis az új egyensúlyi állapot eléréséhez szükséges időtartam az időállandó háromszorosára becsülhető.

1.4.4. A stabilis jellegű erőgép szakaszos terhelése

Már korábban vizsgáltuk az erőgép üzemét ütemesen váltakozó terhelés estére, és azt láttuk, hogy a gép munkasebessége is egyenlőtlen. Az egyenlőség foka a lendítőtömeg nagyságától függ.

A vizsgálat folyamán hallgatólagosan feltételeztük, hogy az erőgép hajtóereje a munkasebességtől függetlenül állandó (erőtartó jellegű), mert csak ebben az esetben maradhat a hajtóerő ingadozó sebességénél is változatlan.

A stabilis jellegű erőgép hajtóereje azonban változó sebességnél nem maradhat állandó, hanem - a sebesség ingadozásától függően - egy legnagyobb és egy legkisebb érték között ütemesen ingadozik (és csak középértéke lehet állandó).

Az 1.54. ábra szerint az erőgép ütemesen változó terhelését a t_a időtartamú F_{ea} (nagy) terhelést követő t_b ideig tartó F_{eb} (kis) terhelés szakaszos ismétlődése jellemzi.

A hajtóerő $F_{köz}$ közepes értékét a terhelés középértéke szabja meg, azaz

$$F_{köz} = \frac{F_{ea} t_a + F_{eb} t_b}{t_a + t_b}$$

Ha az üzemszakaszok t_a és t_b időtartama a gép T üzemi időállandójánál kisebb (vagyis, ha a terhelés gyors ütemű változásáról van szó), akkor a gép tömegeinek gyorsulása közelítőleg a gyorsítóerő középértékéből számítható ki.

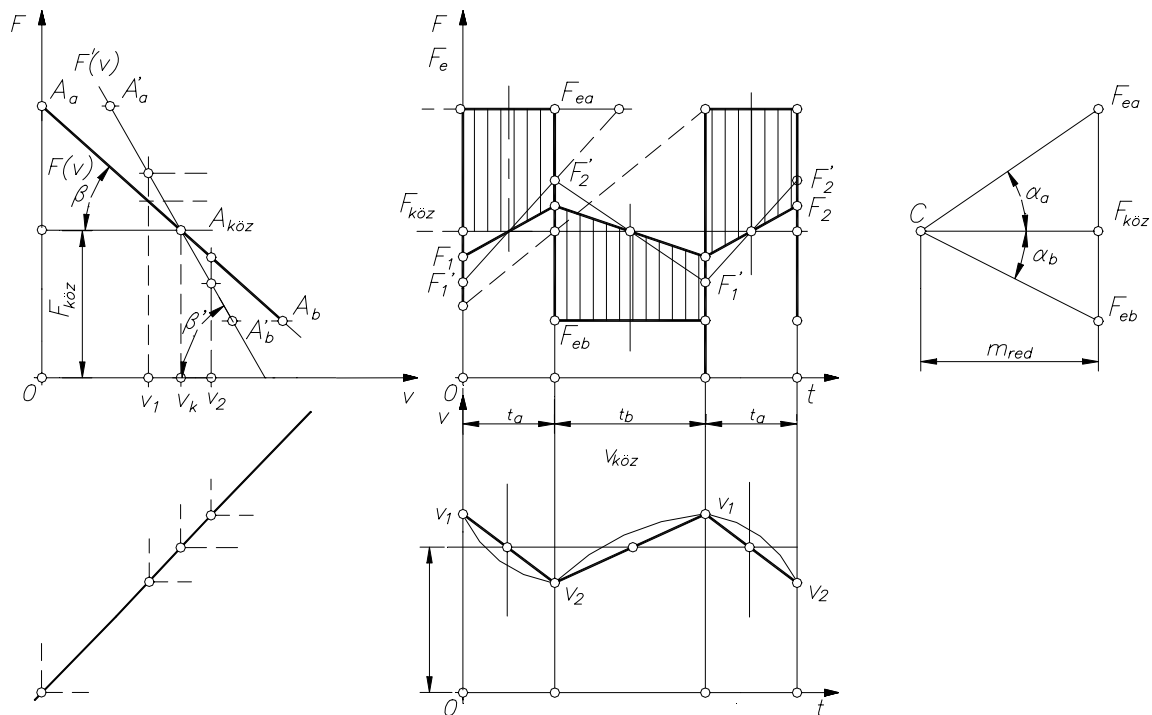
A közepes terhelés magasságában kijelölt $A_{köz}$ munkapont a sebesség $v_{köz}$ középértékét is meghatározza; a közepes gyorsító- (ill. lassító-) erőből kiszámított vagy megszerkesztett gyorsulás (ill. lassulás) pedig a sebesség felső és alsó határértékeit is kijelöli.

A 1.54. ábra jelöléseivel a t_a időszakban a lassulás:

$$a_a = \frac{F_{köz} - F_{ea}}{m_{red}} \quad \text{és ezzel} \quad v_2 - v_1 = a_a \cdot t_a$$

A t_b időtartamban a sebesség az $F_{köz} - F_{eb}$ nagyságú gyorsítóerő hatására ismét felgyorsul a v_1 kezdeti értékre.

A hajtóerő legnagyobb és legkisebb értékét a munkasebesség szélső értékei a jelleggörbén egyértelműen kijelölik.



1.54. ábra

Az 1.54. ábrán két - különböző stabilitású - erőgép jelleggörbét rajzoltuk fel. A vastagabb vonallal kihúzott görbén a $v_2 - v_1$ sebességingadozásnak a hajtóerőben kisebb $F_2 - F_1$ ingadozás felel meg, amely - a határpontok átvételével - az $F = F(t)$ függvény felrajzolásához is felhasználható. A vékonyan kihúzott (meredekebb) görbén a hajtóerő változás ($F'_2 - F'_1$) jóval nagyobb.

Megemlítendő, hogy a $v = v(t)$ és az $F = F(t)$ függvények szakaszai a valóságban az 1.53. ábra szerint szerkeszthető görbe vonalak, amelyek azonban gyors ütemű szakaszos üzem esetében egy-egy húrral helyettesíthetők.

Hosszabb időtartamú üzemszakaszokra a függvényeket az 1.53. ábra szerint kell megszerkeszteni. Ilyenkor a lendítőkerék csak késleltetni képes az erőgép átállítását a legnagyobb terhelésre, szemben az 1.54. ábrán szemléltetett két változattal, amelyeknél a lendítőmag tehermentesítő hatása is érvényesül, hiszen a legnagyobb terhelés el sem jut az erőgépig.

Az erőgépet ugyanis $F_a = F_{ea}$ hajtóerő helyett az egyik változatnál csak jóval kisebb ($F_2 < F_{ea}$) hajtóerőre kell méretezni. A másik változatnál (vékony vonal) a mértékadó legnagyobb hajtóerő valamivel nagyobb ugyan, de még mindig nem közelíti meg a terhelés legnagyobb értékét ($F'_2 < F_{ea}$).

A lökésszerű terhelések elhárítása érdekében az erőgép stabilitása mesterséges beavatkozással is (pl. villamos motoroknál az ún. csúszásszabályozóval) akként módosítható, hogy a lendítőmag tehermentesítő szerepe kellő mértékben érvényre juthasson.

1.4.5. Jelleggörbe-módosítás szabályozással

A gép statikus üzemi tulajdonságaira a jelleggörbe alakjából következtethetünk. Az 1.4.1. pontban az erő és a munkasebesség kapcsolatát arra az esetre vizsgáltuk, amikor a gép üzemi tulajdonságait külső beavatkozással nem módosítottuk. (Állandó periódusú hálózatra kapcsolt indukciós villamos motor, állandó töltéssel járó gőzgép, változatlan nyitással dolgozó vízerőgép stb.)

A gép üzemi tulajdonságai azonban nem mindig elégítik ki azokat az üzemi követelményeket, amelyek a gépi munka hibátlan, ill. gazdaságos elvégzéséhez szükségesek.

Különösen szembeűnő ez az eltérés, ha pl. egy gőzturbinával hajtott szinkrongenerátor elszigetelt üzemmódban, adott fogyasztói körzet energiaigényét látja el. A gőzturbina ugyanis állandó gőznyelés mellett csaknem teljesen erőtartó. Ezzel szemben a fogyasztói rendszer villamos motorokkal hajtott munkagépei gazdaságosan állandó névleges fordulatszámokon üzemelnek. Ha viszont a munkagépek terhelése nő, vagy új munkagépet helyeznek üzembe, az energiaegyensúly megbomlik, aminek következtében a hálózati frekvencia és ezzel a munkagépek és a turbina fordulatszáma is csökken. Az eredeti névleges fordulatszám csak külső beavatkozással, a turbina gőznyelésének módosításával érhető el újra.

Egy másik - a gépcsoport épségét is veszélyeztető - jelenség a gép megfutása, vagyis a fordulatszám megengedett felső határértékének túllépése. Ez akkor következik be, ha az erőtartó vagy teljesítménytartó gép terhelése hirtelen csökken vagy egészen megszűnik. Kis terhelésnél ugyanis a gép (pl. a Pelton-turbina) szögsebessége olyan mértékben megnövekedhet, hogy a forgó tömegben ébredő tömegezők valamelyik gépelemet (pl. futókeret, lendítőkeret) szét is vethetik.

Az indítás időszakában a gépnek viszont erőtartónak kell lennie, hogy állandó gyorsulással indíthassuk.

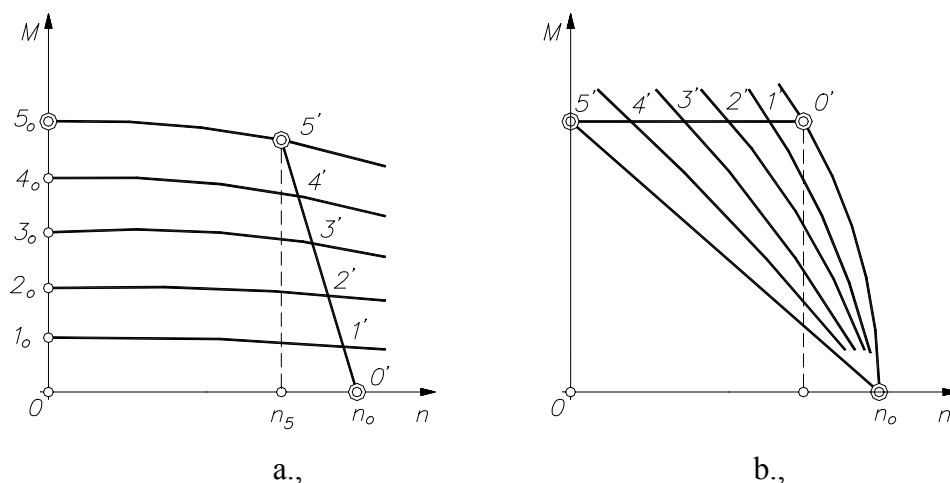
A változatos üzemi követelmények maradéktalan kielégítése csak akkor sikerülhet, ha a gép jellegzetes tulajdonságait mesterséges beavatkozással módosíthatjuk, más szóval ha a gépet szabályozzuk. Az erőgép szabályozása abból áll, hogy az ún. vezérlőmű ellátásával teremtjük meg az összhangot a hajtóerő és a terhelés között, tehát a hajtóerőt a mindenkori terheléshez igazítjuk.

A belső égésű motor vezérlőműve a hengerbe vezetett tüzelőanyagot vagy a mennyiségét vagy a minőségét módosítja, és ez által a gépet kisebb vagy nagyobb teljesítmény szolgáltatására állítja be. A teljesítményt szabályozott jellemzőnek, a tüzelőanyag-áramot (tömegárban kifejezve) módosított jellemzőnek, és a módosítást közvetlenül végrehajtó szerkezetet (pl. szelepet) beavatkozó szervnek nevezzük.

A gőzgép tolattyús vagy szelepes vezérlőműve a bevezetett frissgőz töltését változtatja, a vízerőgép víznyelése (módosított jellemző) pedig a vezetőcsatorna keresztmetszetének fokozatos zárásával módosítható.

A villamos gépek szabályozásának sokféle változatával e helyen nem foglalkozhatunk, csupán annyit jegyzünk meg, hogy az áramkörök jellemzőinek megváltoztatására sok esetben a fokozatosan kiiktatható, ún. szabályozó-ellenállások alkalmasak, amelyek közül az indítás folyamán használt berendezést indító-ellenállásnak szokás nevezni.

A szabályozás befolyása a gép üzemére az 1.55. ábra alapján, a szabályzással módosított jelleggörbe alakváltozásából egyszerűen megérthető. Az 1.55.a. ábra egy (erőtartó) gőzgép jelleggörbéinek sorát ábrázolja a legnagyobb töltéstől az üresjárásig. Minden töltéshez más-más jelleggörbe tartozik, amelyek közül az ábrán ötöt emeltünk ki.



1.55. ábra

Amíg a gép állandó töltéssel dolgozik, a fordulatszám már akkor is tág határok között ingadozik, ha a terhelés csak kismértékben változik. Kis terhelésnél az egyensúlyi állapot a megengedett fordulatszám-tartományba be sem állítható (a gép megfutása el nem kerülhető), ha a töltést nem csökkentjük. Mihelyt azonban a fordulatszám növekedését azzal korlátozzuk, hogy minden terheléshez olyan töltést állítunk be, amely az előírt fordulatszámnál egyenletes üzemet biztosít, ezzel nemcsak a megfutás veszélyét zárjuk ki, hanem egyben a gépet sebességtartóvá tesszük.

Az *1.55.a. ábra* vastagon kihúzott vonala olyan jelleggörbét ábrázol, amely a teljes terhelés és az üresjárás között mindössze néhány százalékos sebesség-ingadozást mutat. (Az üzem stabilitása érdekében a fordulatszám növekvő terheléssel csökken.)

A szabályozással módosított jelleggörbe a legnagyobb és a legkisebb töltés közé eső görbesor minden görbéjének egyetlen pontjára illeszkedik. Ez a metszéspont egyértelműen meghatározza azt a fordulatszámot is, amelynél a görbéhez tartozó töltést kell beállítani. Ezzel a szabályozással a gép fordulatszáma (az *1.55. ábra* jelöléseivel) kijelölt n_0 üresjárási érték fölé nem nőhet, mert e fordulatszám elérésekor a gép töltést már nem kap. A terhelés megnövekedése következtében a gép lassulni kezd, és töltése mindaddig nő, amíg a meg növekedett hajtóerő a terheléssel egyensúlyba nem jut. Ha a terhelés akkora, hogy az egyensúlyi állapot még a nagyobb töltéshez tartozó n_5 fordulatszámnál sem áll be, a gép üzemi jellemzői szabályozással már nem módosíthatók. Az n_5 fordulatszámától a megállásig a gép változatlanul teljes töltéssel dolgozik, a jelleggörbe tehát az $5'-5_0$ vonallal folytatódik.

Egészen hasonló elven módosítható a mellékáramkörű motor sebességtartó jellege erőtartóvá, az ún. indító-ellenállás fokozatos beiktatásával. Itt is minden ellenállás-fokozathoz más-más jelleggörbe tartozik. (Ezek közös pontja az *1.55.b. ábra* szerint az n_0 üresjárási fordulatszám.)

Az álló motort a teljes indító-ellenálláson keresztül kapcsoljuk be. Az álló motornak $5'$ ponttal kijelölt indítónyomatéka a fordulatszám növekedésével csökken, de szabályozással (az ellenállás fokozatos kiiktatásával) állandó értéken tartható, amint az *ábra* vastagon kihúzott $5'-0'$ jelleggörbéje szemlélteti. az indító-ellenállás teljes kiiktatása után ($0'$ pont) a szabályozhatóság határához érkeztünk. E ponttól kezdve a motor eredeti sebességtartó jellege jut érvényre, vagyis a szabályozással módosított (vízszintes) jelleggörbe a $0'$ ponttól az állandó belső ellenállású motornak csaknem függőleges ($0'-n_0$) jelleggörbéjével folytatódik.

A szabályozás művelete elvben kétféle módon hajtható végre. Lassú lefolyású terhelésváltozás esetén a vezérlőmű kézi erővel állítható el, vagyis a dinamikai egyensúlyt kézi szabályozással állítjuk helyre.

Kézi szabályozással szokás ellátni pl. a kis teljesítményű vízerőgépeket, és sokszor kézi indítóval zárjuk rövidre a villamos motor ellenállásait az indítás időtartama alatt.

Gyors lefolyású és szabálytalan terhelésingadozások szabatos és kellő gyorsaságú kielégítésére a kézi szabályozás már nem alkalmas. Ilyenkor csak önműködő szabályozás vezethet csak célhoz, különösen akkor, ha a gép járásának egyenletessége tekintetében is szigorúbb követelményeket kell kielégíteni.

Kézi szabályozás esetén olyan készülékre vagy műszerre van szükség, amely jelzi a szabályozott jellemző megváltozását (a szabályozási eltérést), vagyis útmutatást ad arra, hogy a vezérlőművet (beavatkozó szervet) mikor, milyen értelemben (irányban) és milyen mértékben kell elállítani. Önműködő szabályozás esetén a beavatkozáshoz szükséges előállítást egy e célra szerkesztett önműködő berendezés - ún. szabályozó (regulátor) végzi el (emberi közreműködés nélkül), éspedig vagy közvetlenül, vagy külső erőforrás (segédenergia) igénybevételével (közvetlen és közvetett szabályozás).

A közvetlen szabályozás eszközei tehát az érzékelő (amely a szabályozott jellemző változásait érzékeli); a különbségképző szerv, amely a szabályozott jellemző pillanatnyi értékét - különbségképzéssel - összehasonlítja a tartani kívánt értékkel (alapértékkel); a jelformáló szerv, amely meghatározott algoritmus szerint előállítja a megfelelő irányú, mértékű és időbeli lefolyású (dinamikájú) végrehajtó jelet, amely végül a beavatkozó szervet (pl. szabályozószelepet) közvetlenül vezérli.

Közvetett szabályozás esetén a jelformáló szerv után még egy erősítő kerül beépítésre, amely külső (hidraulikus, pneumatikus vagy villamos) segédenergia igénybevételével és ennek megfelelően idegen erőforrásból táplált segédmotorral (szervomotorral) működteti a beavatkozó szervet.

2. Anyagmozgatás

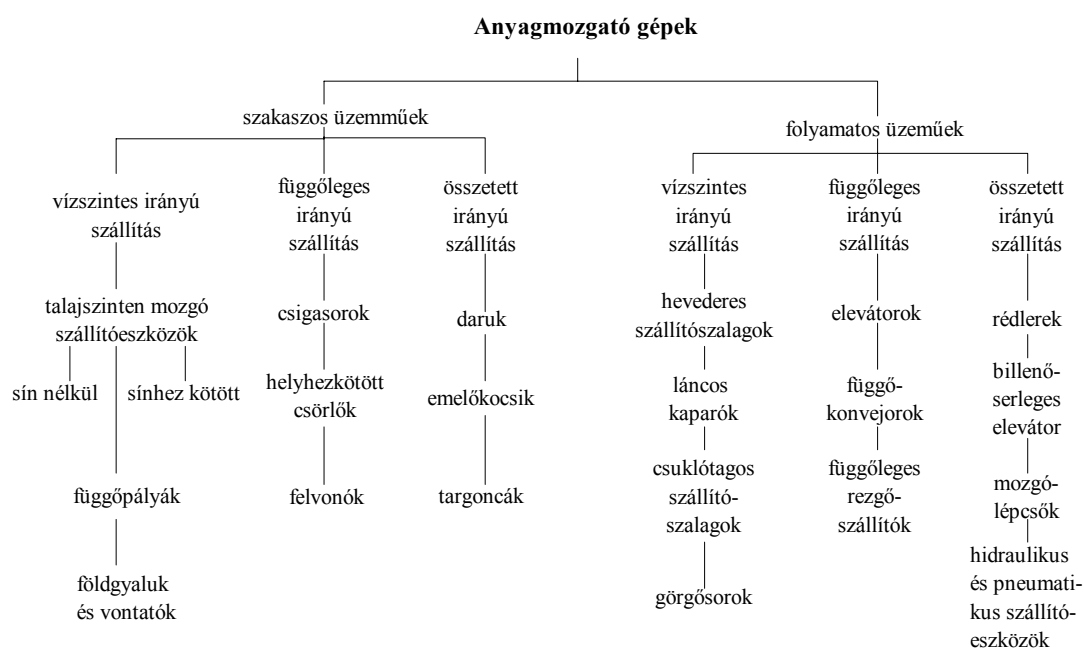
Bevezetés

A kerék és az emelő feltalálásától nagyon hosszú idő telt el. Azóta az ember mindig arra törekedett, hogy életét könnyebbé, egyszerűbbé és szebbé tegye.

Az emberiség történetében az anyagmozgatás régóta nagy szerepet játszik. A régi idők embere például, ha egy sziklát akart elszállítani - amihez saját ereje nem volt elegendő - arra kényszerült, hogy gondolkodjon. Őseinknek figyelemre méltó ötleteik voltak, amelyeknek alapján az alapvető fizikai törvényszerűségek felfedezése és azoknak gyakorlati alkalmazása valósult meg.

A korszerű szállítóeszközöket a korábbi korszakok hasonló eszközeivel összehasonlítva, nemcsak nagyfokú konstrukciós különbségek adódnak, hanem különbség van a szállítóeszköz céljában is. Míg a hajdani Egyiptomban a különböző ős-szállítógépekre azért volt szükség, mert pusztán emberi erővel a piramisépítésekhez a kövek lehetetlen volt, addig ma egy modern függőkonveijeron mozgatott termék esetleg kézzel is szállítható. Az eltérés a két kor szállítási feladatának célkitűzésében van, ugyanis jelenleg a termelési folyamat ésszerűsítése az elsődleges cél. Az utóbbi években ez jelentősen kiszélesítette az anyagmozgatási eszközök felhasználási területét, s ez a folyamat a jövőben még erősebben érezhető lesz. Az emelő- és szállítóberendezések felhasználási területének bővülése megnyilvánul a nagyszámú géptípusok kialakításában is. A szállítóeszközök a sokféleség ellenére is meghatározott szempontok szerint csoportosíthatók.

A szállított termék fajtája vagy a berendezés felhasználási területe szerinti csoportosítás mellett, főképpen a működési elv szerinti csoportosítás kerül előtérbe. Ez utóbbi elvet szem előtt tartva, mindenképp a szakaszos működésű szállítóberendezések, ezen belül pedig az emelőgépek tárgyalására kerül sor.



2.1 Az anyagmozgatás tervezése

Az anyagmozgatás feladata a különféle alap- és segédanyagok, félkész és késztermékek termelési célok vagy az elosztás - felhasználás érdekében üzemi keretek között végzett helyváltóztatása, vagyis lényegében a technológia, ill. az alapvető üzemi tevékenység szükségyszerű kiegészítése. A feladatkörbe nem csupán a horizontális vagy vertikális (ill. a kettő kombinációjából álló) helyváltóztatás tartozik, hanem az ehhez kapcsolódó fel- és lerakásnak, ill. be- és kirakásnak, átrakásnak, felhalmozásnak a végzése is.

Az anyagmozgatás megjelenési formái a következők:

- üzemrészek, ill. üzemek közötti anyagmozgatás (jellemzőit főként az üzemi épületek egymáshoz viszonyított helyzete, ill. az üzemi terület kiterjedése és adottságai befolyásolják);
- termelési egységeken, ill. épületeken belüli anyagmozgatás (jellemzőit szintén befolyásolja a térbeli elrendezettség és az építészeti adottságok, de nagyobb a szerepe a gyártási technikával való kapcsolatának);
- munkahelyi anyagmozgatás (az emberi munkaerővel való szoros kapcsolat is jellemző).

A termelési folyamatok - a közvetlen megmunkálások összessége - elemzésének alapvetően két szakasza van: - a technológiai részfolyamatok vizsgálata és korszerűsítése

- a technológiai részfolyamatokon belül az egyes műveleteknek vagy műveletelemeknek a vizsgálata és korszerűsítése.

Az anyagmozgatás összekapcsolja a két szakaszt, ezáltal a gyártás teljessé válik.

Az anyagmozgatási folyamatoknak a megtervezése csak akkor lehetséges, ha más, a gyártással kapcsolatos tervezési folyamatok már megoldottak. Ez a logikai kapcsolat bizonyos időrendiséget eredményez. A tervezés során azonban az utóbbi tevékenység visszahat az előbbire, vagyis a tervezésben visszacsatolást kell alkalmazni.

Az anyagmozgatás tervezésének módszerei igen bonyolultak. Ebből az következik, hogy nem lehet különféle ipari viszonyokra ugyanazt a tervet alkalmazni, univerzális modellt készíteni. A tervezési feladatok menete nem általánosítható, de egyes főbb lépései azonban kialakulhatnak tekinthetők. Ezek a következők:

- a probléma megfogalmazása;
- az információigény megállapítása;
- a lehetséges megoldások keresése logikai, ill. matematikai modellek alkalmazásával;
- annak vizsgálata, hogy a kívánt logikai modell megvalósítható-e a matematikai modell technikai korlátai között;
- működési kísérlet: meg kell vizsgálni, hogy a modell egyes paramétereinek változása milyen hatással van a megoldásra és ezek körének szűkítésével ki lehet választani azt a megoldást, amelyik a legkedvezőbb a feladat megoldására.

Az anyagmozgatás tervezés részrendszerait két jellegzetes csoportba sorolhatjuk

- a műszaki előkészítés során megtervezik, hogy a termelési feladat megvalósításához milyen alkatrészek szükségesek és ezeket külön-külön milyen technológiai megfontolások alapján lehet legyártani ill. összeépíteni;
- a rendszertervezés során azt határozzák meg, hogyan realizálható az egyes alkatrészek legyártásának és összeépítésének terve, figyelembe véve azt a tény, hogy nem egy-egy alkatrész, hanem egy egész alkatrészhalmoz gyártása és szerelése a cél.

Az egyes tervezési tevékenységek során az optimálisnak tekinthető állapotot csak többszöri visszacsatolással lehet elérni. Ezért a tervezés kezdeti szakaszaiban kevésbé részletező tervezési eljárások alkalmazása a célszerű.

A korszerűsítési terv - a kidolgozás részletessége szerint - lehet:

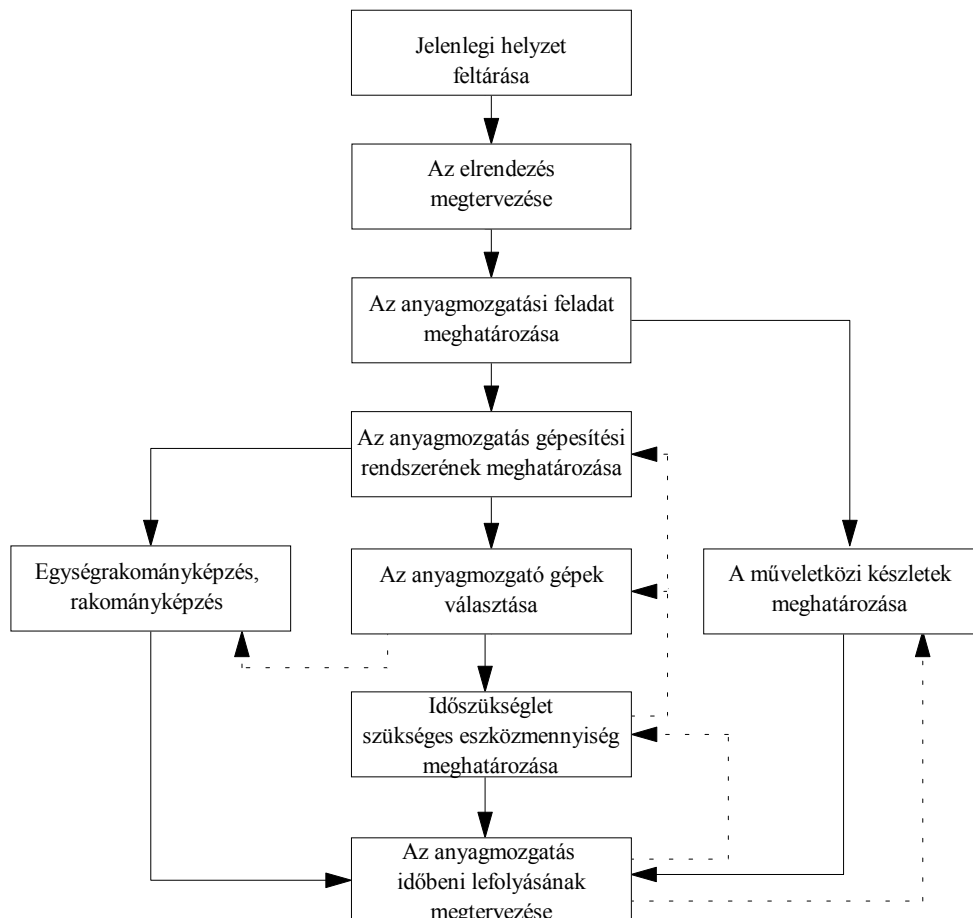
- élőterv, amely a korszerűsítés koncepcióját tartalmazza, jellegzetes irányait jelöli ki;
- tanulmányterv, amely a különböző megoldási változatokat tartalmazza és hatékonyságukat elemzi;
- technológiai kiviteli terv, amely a megvalósítandó tervváltozat részletes kidolgozását tartalmazza.

Az anyagmozgatás tervezésének legfőbb feladatait, a legfontosabb információkapcsolatokat és visszacsatolásokat az *2.01. ábra* mutatja be. Az ábrán a visszacsatolásokat a szaggatott vonalak jelzik. Az anyagmozgatás részletes megtervezéséhez fel kell tárni a jelenlegi helyzetet. Ehhez sok információt kell előállítani, elemezni, tárolni, ezért célszerű e feladatokat számítógéppel elvégezni.

Az anyagmozgatási folyamatok tervezésekor feltételezzük, hogy a gyártási főfolyamatok elkészítése már befejeződött, ezért az anyagmozgatási feladat meghatározása után az elrendezés megtervezése következik.

A további tervezési feladatok:

- az üzem telepítése, az üzem belső elrendezettségének tervezése;
- a gépesítési rendszer megtervezése;
- a gépmegválasztás;
- az időszükséglet és a gépek szükséges mennyiségének meghatározása;
- az időbeli lefolyás kiszámítása;
- a rakományok és műveletközi készletek helyének meghatározása.



2.01. ábra

2.2. Az anyagmozgatás biztonságtechnikája

Az anyagmozgatás balesetveszélyességére vonatkozó adatok szerint a balesetek jelentős része az anyagmozgatással függ össze. A munkavédelmi színvonal emeléséhez a gazdaságosabb termelést célzó anyagmozgatási korszerűsítés az esetek többségében közvetlenül is hozzájárul (pl. az anyagmozgatási távolságok csökkentése, az anyagmozgatási folyamatba iktatott átrakások és a műveletközi raktárok kiküszöbölése stb. a balesetek előfordulásának valószínűségét is csökkenti. Vannak azonban olyan esetek, amikor a gazdaságosság és a biztonságosság igényei ellentétesek egymással (pl. az anyagmozgatási sebesség növelése).

A gépesítés és az automatizálás fontos tényezője a munkavédelem fejlesztésének. A kézierővel végzett műveletek gépesítésével nemcsak a munkaerőt lehet megtakarítani és az anyagmozgatás időszükségletét csökkenteni, hanem a munka megkönnyítésével a baleseti források számottevő része is kiküszöbölhető. Azonban a veszélyek nem szűnnek meg, csak átalakulnak.

Az anyagmozgatás munkavédelmi problémáinak megoldásakor egyrészt arra kell törekedni, hogy a kézi anyagmozgatással kapcsolatos fizikai igénybevétel és ennek kedvezőtlen hatásai kiküszöbölhetők, ill. csökkenthetők legyenek, másrészt pedig azt kell megvizsgálni, hogy milyen rendszabályokat és műszaki megoldásokat kell alkalmazni az anyagmozgató gépekkel végzett biztonságos munka megvalósítására.

A veszélyekkel szembeni elővigyázatosságra nevelő oktatásnál sokkal eredményesebbek azok az intézkedések, amelyek a veszélyeket az anyagmozgató gépek sajátos műszaki megoldásaival küszöbölik ki, vagy pedig a veszélyforrásokat megbízhatóan hozzáférhetlenné teszik. A munkavédelmi követelmények kielégítéséért az anyagmozgató gépeket gyártó üzemek felelősek elsősorban. A szerkezetek kialakításakor a veszélytelen munkakörülmények megteremtésére kell törekedni. Eszerint az anyagmozgató gépeket eleve így kell kialakítani, ill. a baleseti források teljes megszüntetésére kell törekedni. Ellenkező esetben olyan feltétlenül ható biztonságtechnikai eszközöket kell alkalmazni, amelyek sem a műszaki, sem az üzemeltetési biztonságot nem veszélyeztetik.

Az anyagmozgató gépek kialakításakor a dolgozók (gépkezelők) munkakörülményeit is figyelembe kell venni a teljesítőképesség növelése és a kezelőszemélyzet munkaegészségügyi igényeinek jobb kialakítása érdekében.

2.3. Kötelek és láncok

Az emelőgépekre a terhet felhelyezik, különféle terheket vontatással továbbítanak, ill. a terheket egy megfogó szerkezetre felkötözik. Ilyen és hasonló feladatokhoz szükség van kötelekre és láncokra, amelyeket az anyagmozgatáshoz sokféle célra és sokféleképpen használnak.

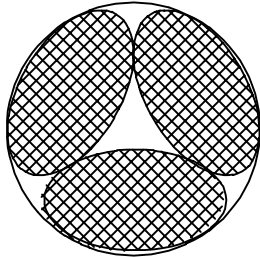
a) Kötelek

A kötelek anyagminőségi szempontból három fő csoportba sorolhatók:

- kenderkötelek;
- acélsodrony kötelek (drótkötél);
- műanyag- és egyéb kötelek.

A kenderköteleket általában csak kisebb igénybevételre alkalmazzák.

A megengedett szilárdsági értékek: $\sigma_m = 0,15$ Mpa normál üzem esetén;
 $\sigma_m = 0,12$ Mpa fokozott és lökészerű terhelések esetén.



2.02. ábra

A kenderkötelet több pászmából fonják össze (2.02. ábra). A húzóerő számításánál csak a valóságos keresztmetszetet veszik számításba:

$$\sigma = \frac{T}{A} \quad \text{N/mm}^2, \quad A = \frac{2d^2\pi}{12}$$

ahol T maximális kötelerő, N;

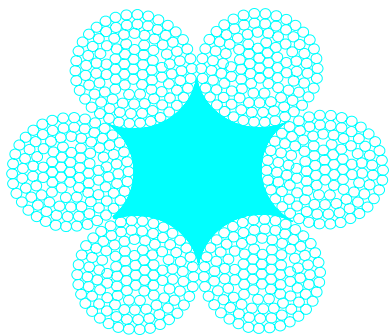
A tényleges keresztmetszet, mm^2 , d a kötél átmérője, mm.

Ennek alapján a d kötélátmérő számítható. Ez viszont meghatározza a kötéldobot, ill. annak D átmérőjét, amelyre felcsavarjuk:

$D = (7 \dots 10) d$ sima palástú dob, egyszerű kézi hajtás esetén;

$D = (20 \dots 40) d$ hornyolt kerék vagy dob, motorikus hajtás esetén.

Az acélsodronykötelek főként abban térnek el a kenderkötéltől, hogy megengedett szilárdságuk az előzőnek többszöröse: $\sigma_m = 2,5 \dots 4$ Mpa.



2.03. ábra

Az ún. elemi szálakat - amelyekből a kötelet összefonják - igen jó minőségű tégelyacélból készítik, húzó eljárás segítségével. A szálakból pászmát, majd ezekből kötelet fonnak. Alkalmazznak kenderbetéteket is, amelybe az acélpászmák szinte beleágyazódnak (2.03. ábra), ez egyúttal a hajlékonyságot is elősegíti. A szabvány jelölés utal az elemi szálak számára: ha pl. 6x19-es kötélről van szó, ez azt jelenti, hogy a kötél 6 pászmából áll, azon belül 19-19, összesen 114 elemi szálal találunk.

A kötelek fonása alapján a kötél lehet hosszfonatú vagy keresztfonatú. A keresztfonatúnál a pászma és a kötél sodrata ellenkező, ezért a kötél lényegesen tömörebb lesz, noha hajlékonysága rosszabb, mint a hosszfonatú kötélé. Az acélköteleket nemcsak hajlító igénybevételre, hanem húzóigénybevételre is méretezzük.

Szerkezeti szempontból a kötél mérete az alkalmazott tárcsák, korongok és dobok méretét is befolyásolja.

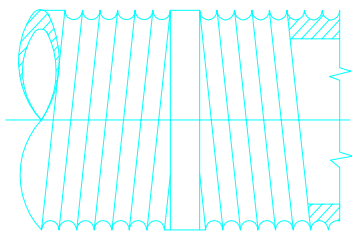
Gyakorlati tapasztalatok alapján:

δ / D : különféle csörlőknél	1/400 . . . 1/600,
személyszállító rendszereknél	1/1000 . . . 1/1800,
anyagszállító berendezéseknél	1/500 . . . 1/700,

ahol D kötődob vagy tárcsa átmérő, mm;

δ kötélemi szál átmérő, mm.

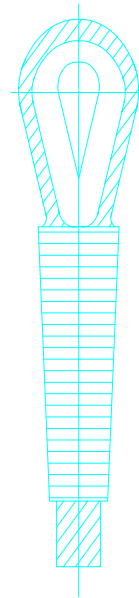
Fontos szerepe van a kötelek végtelenítésének, ill. a kötélvégek kialakításának. Kedvező a kötélcsívek (2.04. ábra) alkalmazása, amelyeket sajtolt vagy kovácsolt acélból készítenek, a köteleket köré tekerik, majd alul vékony acélhuzallal vagy kenderrel csavarják körül.



2.04. ábra

A kötődobok tulajdonképpen kettős szerepet töltenek be. Egyrészt a hajtómű forgómozgását alakítják át a hajlékony függesztő elem haladó mozgására, másrészt viszont a dobok a kötéltárolás is végzik. Ezek biztosítására a dob palástján hornyokat képeznek (2.05. ábra), amelyek méretét és menetemelkedését szintén a szabvány rögzíti. A ábrán kettős dobot mutatunk be, amelyekre a kötélágak

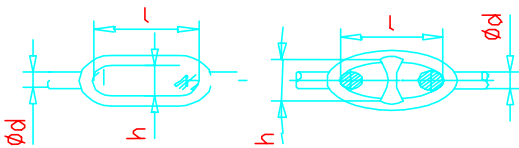
külön-külön, két oldalról csavarodnak fel.



2.05. ábra

A műanyag kötelek egyre nagyobb szerepet játszanak. Főleg a perlon és az ezzel rokon poliamid alapanyagú köteleket alkalmazzák. Fonása és kezelése hasonló a többi kötéléhez.

b) Láncok



Rövid szemnél:

$$h = 1,2d \quad h = 1,6d$$

$$l = 2,8d \quad l = 4d$$

$$q = 2,1d^2 \quad q = 2,5d^2$$

Hosszú szemnél:

$$h = 1,5d$$

$$q = 2,25d^2$$

$$l = 3,5d$$

2.06. ábra

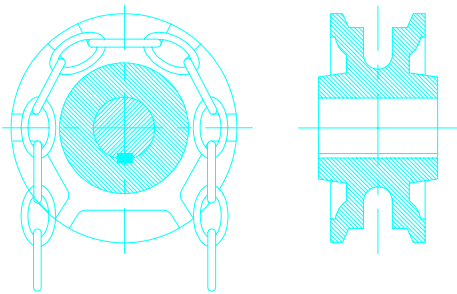
A láncokat több csoportba sorolhatjuk:

- szemes lánc;
- hevederes (csapos) lánc;
- tagos (izületes) lánc.

A szemes lánc többféle típusa nagyjából hasonlít egymásra (2.06. ábra), azonban a főbb méretek aránya változik, amint ezt a méreti összefüggések mutatják. A főméreteket a szabványok is megadják, a fentiekén kívül a terhelhetőségre is utalva.

A szemes láncok külön típusaként kezeljük azokat a megoldásokat, amikor a láncvezető kerék koszorúja nem sima, hanem olyan horony kiképzése van, amelyekbe a láncszemek pontosan befeküdve, a lánckeréktől hajtást kapnak (2.07. ábra). Ilyen esetben kalibrált láncról és ún. láncdióról beszélünk. E lánckerék anyaga öntöttvas, nagyobb terhelés esetén acélöntvény.

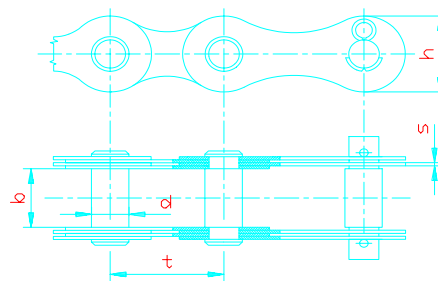
A hevederes és csapos lánc (közismert néven gall-lánc) alkalmazási területe széles körű. A hevederek az összekötő csapok két oldalán helyezkednek el (2.08. ábra), a méretek széles határok között változhatnak. A kisebb láncszemek összekötése szegecseléssel, a nagyobbaké sasszeggel vagy csavaranyával történik. A láncokat lánckerékkel vezetjük, a fogházba a lánccsapjának pontosan kell befeküdnie.



2.07. ábra

láncszemekre hegesztett vagy vele együtt kovácsolt, sajtolt lapátok, nyúlványok, segítik elő. A tagos láncokat sok helyütt lehet alkalmazni, előállításuk költségük csekély, kezelést, karbantartást nem igényelnek, élettartamuk szinte korlátlan, de húzáson kívül másfajta igénybevételre rendkívül érzékenyek.

Az izületes vagy tagos láncok alapvető jelentősége, hogy főként folyamatos szállítóberendezések vonóelemeiként jól használhatók. Ezt a



2.08. ábra

2.4. Egyszerű emelőszervezetek

Az emelőszervezetek két csoportra tagozódnak: - emelőeszközök
- teherfelvevő szerkezetek.

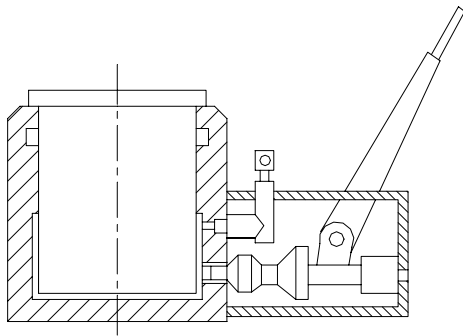
Az első csoportba sorolhatók a különféle megfogó szerkezetek, az emelőmágnesek és a részben emelő, részben szállítómunkát végző berendezések. A második csoportba a markolókat, az üstöket és csilléket sorolhatjuk.

A legegyszerűbb emelőszervezet az emelőrúd, melyet kézzel helyezünk a teher alá, ill. mozdítunk.

A fogaslécés emelőt különböző gépek, állványzatok emelésére használják. Legtöbbször nem egy, hanem több emelőt alkalmaznak egyszerre és működésüket pontosan összehangolják (az emelendő tárgy elferdülése, vetemedése miatt). Az alkalmazható teherbírás kb. 2..10 t, az emelési magasság 300...400 mm. Az emelés általában kézi forgattyúval, fogaskerék ill. kilincskerék segítségével végezhető.

Ügyelni kell arra, hogy a fogasléc és a vele kapcsolódó kerék tengelytávolsága állandó maradjon, ellenkező esetben a fogak letöredezhetnek, az emelés bizonytalanná válhat. A fogasléc felső végén kiképzett váll felülete recés, az esetleges elcsúszás megakadályozása miatt.

A csavarorsós emelő hasonló elven működik, de a szerkezeti felépítése egyszerűbb. A szélesebb talapzaton nyugvó állvány felső részén képezik ki perselyként a csavaranyát, amelyben a terhet mozgató csavarorsó forog. Az alkalmazott teherbírás 5...20 t, az emelési magasság max. 300 mm. Az orsót kihajlásra méretezni kell.



2.09. ábra

Az emelők között jelentős szerep jut a folyadékneművelés (hidraulikus) megoldásoknak. Az aránylag kis szerkezeti méretek mellett nagy terhelések biztosíthatók. A berendezés a kettős dugattyú elvén működik (2.09. ábra). A nagyobb átmérőjű ún. munkahengerben dugattyú mozog, felette van az emelőlap. A jobb oldali tér olyan szivattyú, amelyből folyadékot nyomunk a dugattyú alá, és így az emelőlapot valamint a rá helyezett terhet felfelé emeljük. A megoldás a dugattyúfelületek arányában módosítja az áttételt. A

kézi mozgató karon csak kis erőt kell kifejteni. Az emelési magasság viszonylag kicsi, kb. 160 mm.

A légneművelés (pneumatikus) emelők ott alkalmazhatók hatékonyan, ahol sűrített levegős hálózat áll rendelkezésre. A szerkezet alapját itt is a dugattyú képezi, amely egy zárt hengerben mozog. A dugattyúhoz alul horog csatlakozik, melyre az emelendő terhet akasztják. A berendezés úgy működik, hogy a külső préslevegő vezetékből a henger alsó végéhez közeli nyíláson levegőt engednek a hengerbe. Ekkor a horoggal együtt emelkedni kezd a dugattyú. A terhelés csökkentéséhez a sűrített levegőt a henger alján kell kiengedni. Az alkalmazott teherbírások: 0,25...3,2 t, az emelési magasság: 0,5...1,5 m.

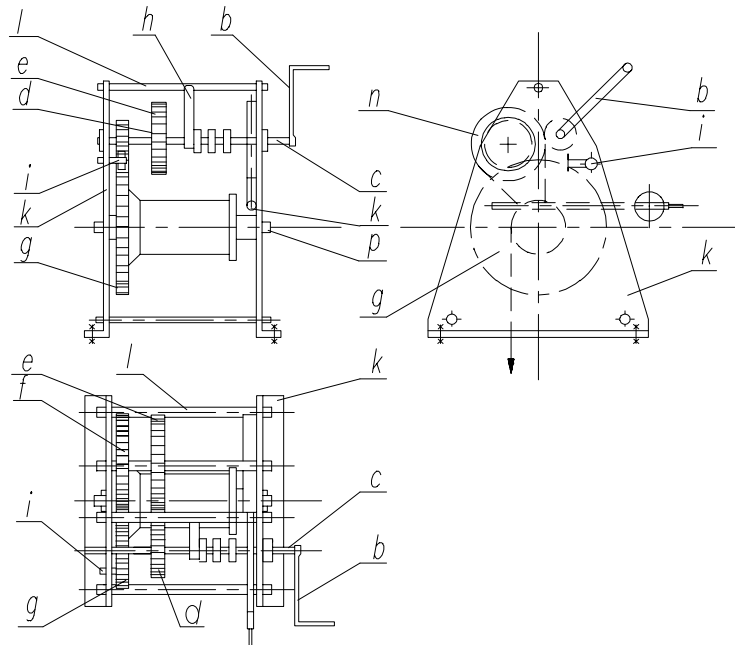
2.5. Csörlők

Egyszerű emelőszerkezetnek tekintjük a csörlőket is. alkalmazási területük igen tág: terhek vízszintes irányú mozgatásához éppúgy használják őket, mint kötélkerekeken keresztül, kötélfűtés útján történő emeléshez.

Főbb szerkezeti részeik: - kötéldob (kötéllel);
- meghajtórendszer;
- áttételek;
- fék-, ill. biztonsági szerkezet

A csörlőket használhatjuk építkezéseknél, vontatási célokra; de különbséget kell tenni kézi-, ill. motorikus hajtás között is.

A legegyszerűbb típus a falicsörölő, amely csigakerekes és fogaskerekes változatban készül. Teherbírása általában 0,5...3 t. A működtetés kézzel történik. Felerősítését a falazaton átmenő vagy abba mélyen beerősített csavarokkal végzik. Használható egyszerűbb emelési célokra, vagy pl. műhelycsarnokok magasan elhelyezett ablakmozgató szerkezeteként. Belső szerkezeti elemei láthatók az ún. kézicsörlőn is, amelyet a 2.10. ábra tüntet fel.



2.10. ábra

Az a kötődobot a **k** tartólemezek közé szerelik; a meghajtást a **g** és **f**, valamint a **d** és **e** fogaskerekeken keresztül biztosítják. Közülük a **g** kerék a **p** dobtengelyen, a többi az **s** előtét tengelyen helyezkedik el. Fontos a szerkezet áttétele, amelyet az előtét tengely kiiktatásával változtatni lehet, így a **c** forgattyútengelynek háromféle állása lehet:

1. Mind a **d-e**, mind az **f-g** fogaskerékpár bekapcsolt állapotban van; ilyenkor nehezebb terhek emelése végezhető;
2. Teher süllyesztése esetén a **d** fogaskerék az **f** és **e** kerekek között van; a süllyesztést fékkel szabályozzák;
3. Ha kisebb terheket gyorsan kívánunk emelni, vagy behúzni, a **d** fogaskerék(kis kerék) közvetlenül a dobfogaskerékkal **-g-** kapcsolódik. Ilyenkor csak az egyik áttétel van bekapcsolt állapotban, azonban az előtét tengely az **f** fogaskeréken keresztül a féktárcsával kapcsolódik.

A **c** forgattyútengelyt e háromféle helyzetben a **h** kallantyú állítógyűrűk között rögzíti. Fontos szerepe van az **i** kilincsművek, amely mint rögzítőfék működik. A **k** pajzslemezeket három távolságtartó csavar **l** köti össze. A berendezést a **b** kézi forgattyúval üzemeltetik. Készíthetők csörlők motorikus meghajtással is. Az alapelvek változatlanok. legegyszerűbb a villamos motoros működtetés, azonban bizonyos esetekben - ha közeli hálózati csatlakozásra nincsen mód - robbanómotoros, esetleg gőzgépes megoldásról is szó eshet. A motorról legtöbbször ékszíjhajtással, majd fogaskerékpárokkal visszük át a szükséges teljesítményt.

A sebesség szabályozására, valamint a szerkezet rögzítésére ilyen típusnál a szalagféket alkalmaznak. A fogaskerekeket megmunkált kivitelben készítik, noha csörlőknél lehet nyers kerekeket is használni. A kötél dob anyaga öntöttvas, a tengelyek acélból készülnek. Gépi csörlőknél az áttételezéshez többször alkalmaznak csigahajtást is. A hajtónyomatékot oldható, súrlódásos kapcsolókkal (dörzshajtás, dörzskapcsolás) viszik át a hajtómotorról a csörlődobra. Az alkalmazott tengelykapcsolók lehetnek kúpos vagy többlemezes rendszerűek. A surlód felületek anyaga: textilkakelit, ferodo vagy egyéb (pl. műanyag).

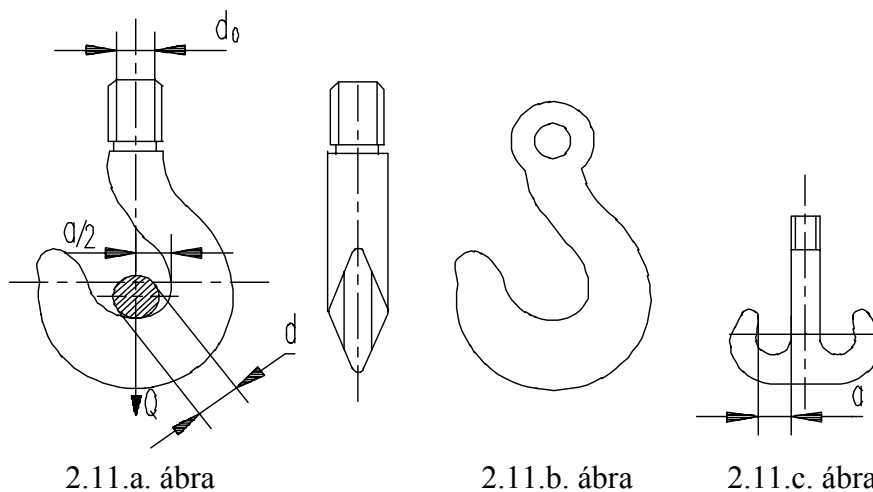
2.6. Horgok, megfogók, markolók, emelőmágnesek

A különféle terhek emeléséhez, továbbviteléhez, rakodásához vagy szállításához szükség van olyan kisebb, egyszerűbb szerkezeti elemekre, amelyek ezt a tevékenységet elősegítik.

a) Horgok

A horgok lehetnek egyszerű daruhorgok: a 2.11.a. ábrán egyágú megoldást (MSZ 9705) látunk. Az alkalmazott teherbírások: 0,25...80 t, ez a kovácsolt kivitel értéke. Ha szemes megoldást készítünk (2.11.b. ábra) a szabvány 0,25...20 tonnát ír elő; a többretegű lemezből készült horognál 12,5...250 t a két határérték.

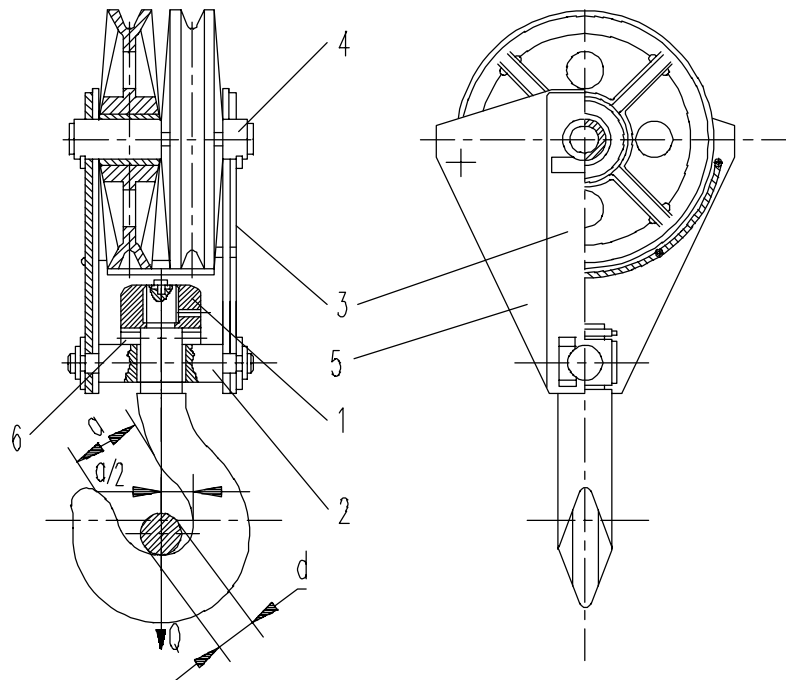
Általában a kétágú horgok (2.11.c. ábra, MSZ 9711) nagyobb terhelésre felelnek meg. Itt a terhelési határértékek: 5..200 t. A teher felfüggesztése teljesen szimmetrikus, ezért a horog terhelése kedvezőbb. Ha több kötélágas kötözést végzünk, a két horogágon több hely áll rendelkezésre.



Zárt horgot, ill. más néven darukengyelt nagy terhek felfüggesztésére használnak (100...300 t). Szerkezeti megoldása következtében önsúlya kisebb, mintha ugyanilyen terhelésre nyitott megoldást alkalmaztak volna. Ez a szerkezet nincs szabványosítva, ezért méretezendő és tervezendő.

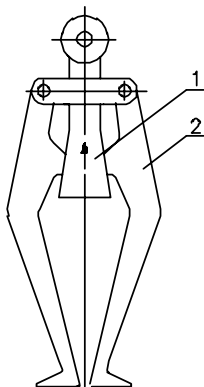
A horog és emelőkötélzet közötti kapcsolatot a horogszerkezet biztosítja. A 2.12. ábrán látható négy-kötélágas szerkezetnél a horogra akasztott teher súlya az 1 horoganyán keresztül a 2 horoghidat terheli. Ennek hengeres kiképzésű végei két 3 heveder segítségével csatlakoznak a kötélszalag 4 csapjával.

Biztosítottuk, hogy a horog a horoghídban függőleges tengelye körül el is foroghat, a teljes szerkezet pedig a **4** csap vízszintes tengelye körül mozdul el. A kötélskorongokat, valamint a kötelet a hevedereken belül elhelyezett, közel háromszög alakú, 2...3 mm vastag **5** pajzslemez védi. Ez azonban terhet nem visz át, csupán burkoló szerepe van. A könnyű elfordítást a horoghíd és anya közötti **6** axiális gördülőcsapágy teszi lehetővé. A horgok legnagyobb hátránya, hogy a terhet csakis kötözéssel lehet felhelyezni.



2.12. ábra

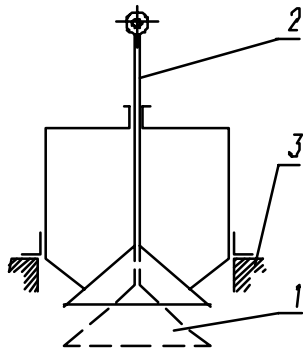
b) Megfogók



2.13. ábra

A megfogók alakja mindig az emelendő teher jellegéhez igazodik. Ezek között az első helyen állnak a részben darura szerelhető, részben egyéb berendezéssel (rakodógép, targonca stb.) üzemeltethető típusok, pl. láncos horog, szállítóláda, rakodólap. Mindezek a megfogók még bizonyos kézi beavatkozást szükségessé tesznek.

Részben kézi, részben gépi anyagtovábbításra alkalmasak azok a szerkezetek, amelyek pl. üreges alkatrészek felemelésére (2.13. ábra) valók. A kifelé nyúló karmokkal bíró szerkezetet felemelve, a középső **1** lejtős alkatrész a **2** karokat szétfeszíti, ezáltal az üregbe szorítja, a felemelés lehetővé válik. Az emelőszervezetek és megfogók közé sorolhatók azok az edények, csillék, amelyekbe az anyagot kézzel vagy adagolóval helyezve, a továbbítást és ürítést gépi úton valósítják meg.



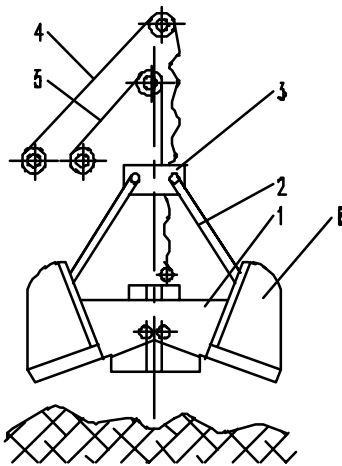
2.14. ábra

Mind horogra akasztva, mind járművel szállítható a tárolóedény (2.14. ábra). különféle ömlesztett áruk szállítására használjuk Befogadóképességük $0,3..1.5m^3$. Az edény fenéke tölcészerűen összeszűkül, és ott mozgatható 1 zárókupakot helyeznek el. Mindaddig, amíg az edény a kúpra támaszkodik, az a 2 vonórúddal horogra akasztható, az edény zárva marad. Amint e tárolót az ürítés helyén kiképzett 3 támaszra ültetjük, a kúp és az edény fenéke egymástól eltávolodik, a keletkező hézag szabad utat enged az árunak.

Ilyen megoldások készülnek öntödékben is, ahol az ún. daruüstök $0,5...10$ t terhelésre, a megfelelő befogóképességgel rendelkeznek az izzó , folyékony anyagok befogására. Az ürítés automatikus.

c) Markolók

A markolók már teljesen önműködő, azaz kézi beavatkozás nélküli áru-felvételt tesznek lehetővé. Az alakkiképzés az áru jellegétől függ. A legismertebbek azok a típusok, amelyekkel ömlesztett anyagot, földön levő halmazból lehet kocsira vagy tárolási helyre rakni.

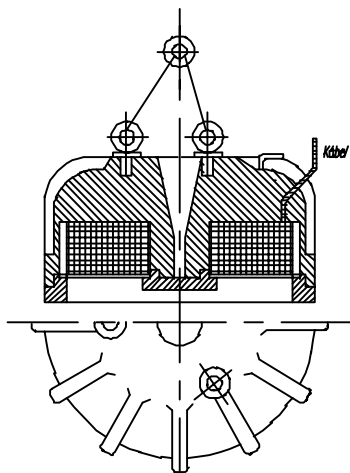


2.15. ábra

A kötélműködtetésű, rudas markoló (2.15. ábra) rajzán látható, hogy a 6 markoló-lapátok csuklósan kapcsolódnak az 1 alsó kereszttartókhöz, míg a 2 rudazattal a 3 felső tartószerkezethez kapcsolódnak. Az egyik 5 kötélt a felső tartóval kapcsolódva, a teljes szerkezet önsúlyát és hasznos terhet viseli (tartókötel); a másik 4 kötélt feladata, hogy az 1 összekötőelemet emelje vagy süllyessze, ezáltal a markoló-lapátokat zárja nyissa.

A markolók lapátjának kialakítása különösen a lapát élek anyagba hatolásakor játszik fontos szerepet. A markoló-lapátok (szárnyak) összezárásához, vagy az anyag markolóba kotrásához aránylag nagy erőre (záró erő) van szükség, célszerű a működtető rudazatot áttétellel, a kötéltetet pedig csigasoros megoldással ellátni.

d) Emelőmágnesek



2.16. ábra

A darura függeszthető megfogókhoz soroljuk az emelőmágneseket (2.16. ábra). Kizárólag mágnesezhető anyagok (acéllemez, öntecsek, fémhulladék, forgács) felvételére és továbbmozgatására használjuk őket. A tányér alakú mágnes-test tekercseit egyenárammal táplálják. A tekercsben folyó áram hatására mágneses mező keletkezik, amelynek erővonalai a tekercset körülveszik. A rendszer mágnes mezejét akkor zárjuk, amikor a mágnesezhető anyagra fektetjük. Célszerű a mágnes alsó részét nem mágnesezhető lemezzel (pl. bronz, mangánacél) védeni.

Az emelőmágnesek hátránya, hogy emelőképességük az emelt anyag alakja és jellege szerint változik. Pl. síkfelületű, tömör anyagból jóval nagyobb mennyiség emelhető, mint ugyanannyi a mágnes gömbacélból, és sokkal több vasforgácsból és hulladékból. Ha áramkimaradás van, az emelőmágnes terhét leejti. Ezt megfelelő biztonsági intézkedésekkel igyekeznek megakadályozni.

2.7. Fékszerkezetek

Az emelőgépekben és szállítóberendezésekben különféle típusú és jellegű biztonsági berendezést alkalmaznak. Ezek közül a legfontosabbak a fékek és a kilincsművek.

A fékszerkezeteket rendeltetésük szerint lehetnek:

a) Süllyesztő fékek: amelyeknél a süllyedő teher helyzeti energiáját úgy alakítják át súrlódási munkává, hogy a teher lefelé haladása közben a sebesség egy megállapított legnagyobb értéket ne lépjen túl. Ezek tehát a mozgás sebességét szabályozzák (ezért nevezik őket szabályozó fékeknek is).

b) Lassító fékek: az emelőgépek mozgási energiáját alakítják át súrlódási munkává, azért, hogy a mozgási sebességet csökkentsék, ill. megszüntessék.

c) Rögzítő fékek: az emelőgép valamilyen irányú megszüntetik vagy akadályozzák. Céljuk az is, hogy az álló helyzetben levő gépet rögzítsék.

Emelőgépek fékberendezéseitől megköveteljük, hogy általában mindhárom fékezésre alkalmas legyen. Előfordul azonban, hogy külön fék szolgál szabályozásra, egy másikat pedig a lassításra használunk.

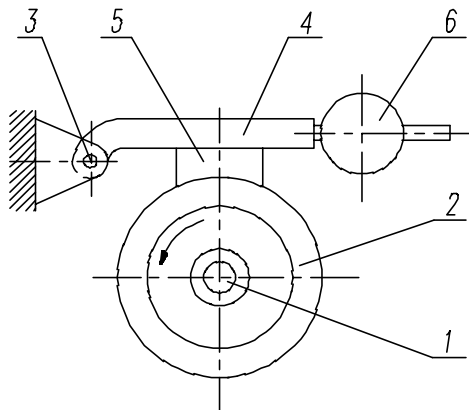
Energia-átalakítás szempontjából az alábbi fékezési módokat különböztetjük meg:

- mechanikus fékezés
- fékezés villamos energiával
- fékezés közegellenállással
- fékezés folyadéknyomással vagy légnyomással

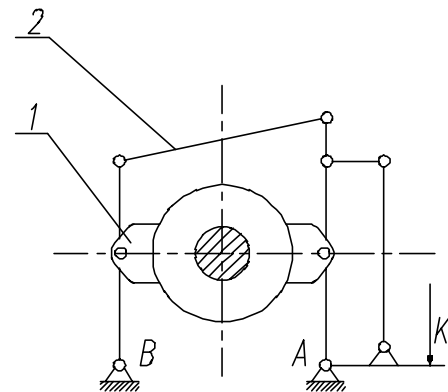
Leggyakrabban a mechanikus fékeket használjuk. Ezek lehetnek:

- pofás rendszerűek
- szalagfékek
- tárcsás és kúpos fékek.

A pofás fékek legismertebb fajtája a külső pofás fék, amikor az **1** fékező tengely végére külön **2** féktárcsát helyezünk, amelyhez **3** csuklósan rögzített **4** karon az **5** fékpoftat hozzányomjuk (2.17. ábra). Az ábra egyszerű, ún. egypofás megoldást mutat, amelynél a kart elengedve, fékezés van. Mértéke a kar végén elhelyezett **6** súlytól van. E megoldás hátránya, hogy a tengelyt egy oldalról nyomja, hajlításnak teszi ki. Ezt a hatást kiküszöbölik a kétpofás megoldások (2.18. ábra). Ugyancsak karszerkezettel kell a pofák tárcsához nyomását biztosítani. **A** és **B** rögzített csuklópontok, a **K** erővel adjuk a fékezést. Az **1** fékpofták és a **2** rudazatok elrendezése olyan legyen, hogy a tárcsát egyenletes erővel, egyszerre fogják meg.

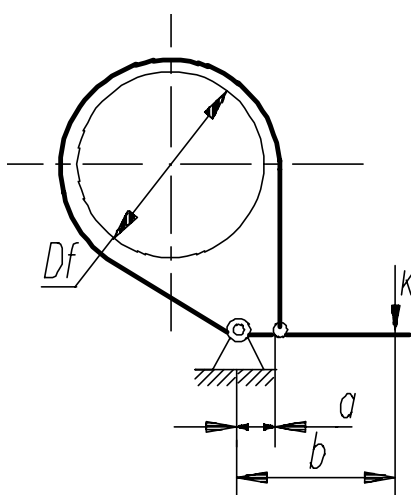


2.17. ábra

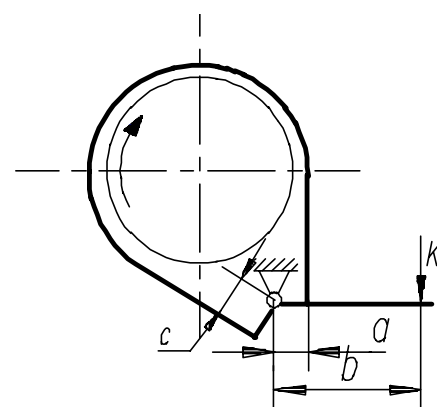


2.18. ábra

A fékszerkezetek másik nagy csoportja a szalagfék. Itt a féktárcsa felületéhez acélból készített szalagot fektetünk, amelyet egyik végén pedig megfelelő erőhatással a tárcsára feszítünk. A súrlódási tényező növelése érdekében az acél-szalagot belülről nemfémes anyagból készített betéttel is ellátjuk. A szalagfékek legegyszerűbb változata a 2.19.a. ábrán látható. Vannak típusok, amelyeknél a fékezési erőt csökkentjük azáltal, hogy a rögzített szalagvéget nem a fix csuklópontra kötjük, hanem a c hosszúságú kar végpontjához (2.19.b. ábra). Ezenkívül egyéb megoldások is vannak, amelyek a fékező erő és nyomaték, valamint a működtetés legkedvezőbb értékeit kívánja megvalósítani.

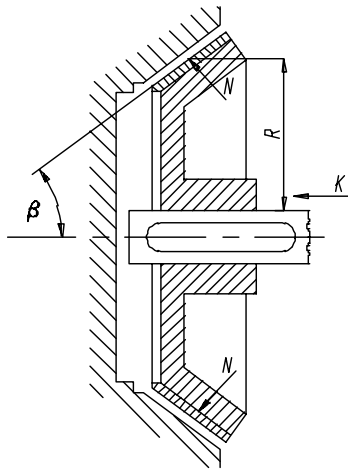


a.,



b.,

2.19. ábra



2.20. ábra

Egyszerű fékezési lehetőséget biztosítanak a tárcsás fékek. Az egymáson súrlódó felületeket a tengelyirányú erő szorítja össze. A féktárcsára itt is betétet teszünk, amely a fékezendő testhez súrlódik. Nagyobb fékezőfelület növeli a fékhatást, ezt legegyszerűbben és kis helyszükséglettel úgy lehet megoldani, hogy azonos tengelyre, egymás mellé több tárcsát helyezünk. Minden második tárcsa a rendszert burkoló házban csúszhat el, a közben levők pedig a tengelyen. A tárcsák közé súrlódó betéteket teszünk. Az összeszorítást a tárcsákat lefogó csúszógyűrűvel biztosítjuk.

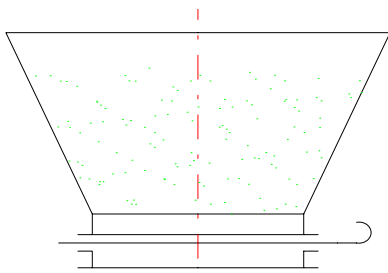
Kis helyen férnek el a kúpos fékek is. A K szorító erő hatására a tárcsa kúpos felülete N erővel szorul az azonos jellegű felületnek. A működésben szerepet játszik a kúpszög is (2.20. ábra).

A biztonsági berendezések között kell említeni a különböző kilincsműveket. Feladatuk a különböző forgó szerkezeti elemek álló helyzetben történő rögzítése. A legegyszerűbb kivitel a fogazott kerékből és a vele kapcsolódó kilincsműből áll. A kilincset saját súlya vagy külön rugó szorítja a kerék irányába.

A kilincsművek zajosan működnek, ezt súrlódó megoldással lehet csökkenteni. E típus csupán kisebb terhelést tud átvinni. Az üzembiztonság érdekében célszerű a súrlódási tényezőt külön súrlódó betéttel növelni. Ez egyúttal a káros erőhatásokat is csökkenteni fogja.

2.8. Adagoló szerkezetek

A folyamatos szállítóberendezésekhez, ömlesztett anyagot megfelelően kialakított adagoló szerkezettel célszerű vezetni. Az adagolókat részben önálló szerkezetként, részben mint tárolótartályok (bunkerek) elzáró szerkezetét alkalmazhatjuk.



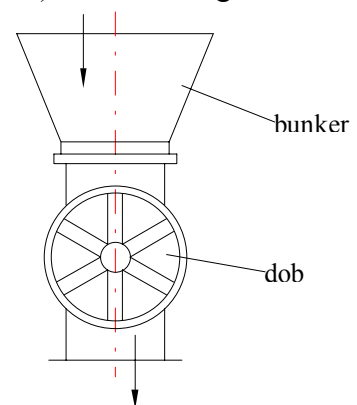
2.21. ábra

Legegyszerűbb megoldás, ha a tárolótartályt egyszerű toló-lemezzel látjuk el (2.21. ábra), amelyet kézzel vagy láncáttétellel mozgathatunk. Ezzel nem csak a teljes ürítőnyílás átmérője, hanem annál kisebb keresztmetszet is biztosítható. Szabályozási célra lehetőleg ne használjuk.

A cellás adagoló (2.22. ábra) általában gravitációs anyaghozáfolyást biztosít. A tölcserén keresztül érkező anyag motorikusan működtetett, többrekeszes dobba jut. Az alsó nyíláson kihulló anyag mennyisége is szabályozható csupán a cellatengely fordulatszámát kell megváltoztatni. E rendszer hiánya hogy az anyagszemcsék a forgó lapátok és a ház fala közé szorulhatnak, roncsolást szenvednek, sőt a cellakeréket leállítják. A cellakerék fordulatszáma kb. 20...40 / perc.

Az előző megoldáshoz hasonló pontos adagolás kapható a csigás típussal. Az adagológarat és a csiga közé - biztonsági okokból -

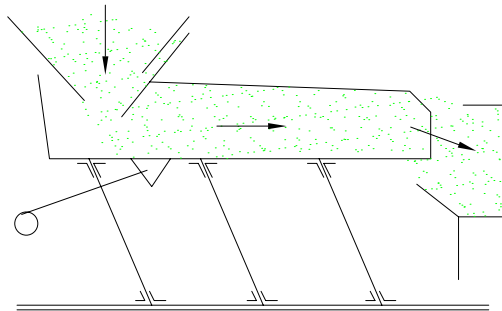
A cellás adagoló (2.22. ábra) általában gravitációs anyaghozáfolyást biztosít. A tölcserén keresztül érkező anyag motorikusan működtetett, többrekeszes



2.22. ábra

külön egy elzáró-lap is építhető, míg alul a vízszintes tengelyű adagolócsigát helyezték el. Az alkalmazott fordulatszám 30...90 / perc, a csigák átmérője a szállított anyag jellegének függvénye. A forgást általában az adagolónyílással ellentétes oldalról biztosítják. Ilyen rendszerrel 20...30 m³/h adagolási teljesítmény is elérhető.

Ettől eltérő megoldásnak tekinthető a szalagos szerkezet. Ez kis hosszúságú szállítószalag, amely az előző típussal ellentétben már nagyobb darabok továbbítására is alkalmas. Az adagolási teljesítménye: 2...200 m³/h.



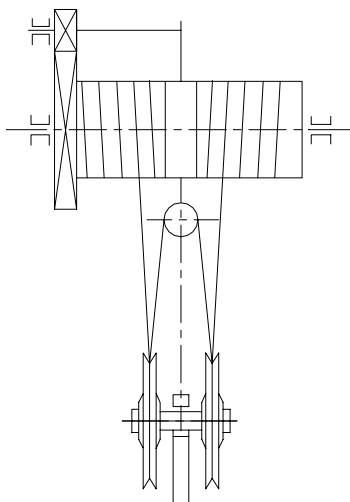
2.23. ábra

A vibrációs szállítóberendezéseket, valamint a lengővályúkat ugyancsak használhatjuk adagolási célra. Lényeges, hogy az a csatorna, amelyen keresztül a kiadagolás történik, teljesen független alaphoz kerüljön rögzítésre (2.23. ábra). A meghajtást egy forgattyús szerkezet biztosítja, az áru a vályúban a adagolótölcsér és kiöntőmozgás között mozog. Az alul látható rudazat tartja az egész szerkezetet, egyúttal lehetővé teszi a váltakozó

irányú mozgást. E berendezéssel bármilyen szemcseméretű anyagokat mozgathatunk. Adagolási teljesítménye: 5...200 m³/h.

2.9. Csigasorok

A csigasorok feladata az, hogy pl. felső horoggal tartószerkezetre akasztva egyszerű módon emeljünk velük terhet. A csigasorok készülhetnek kettős kötélággal, esetleg több csigával és többszörös kötélvezetéssel. Mivel ezekben a szerkezetekben a kötélen és a kötéلكeréken kívül egyéb lényeges alkatrész nincsen, szerkezetük egyszerű és olcsó.

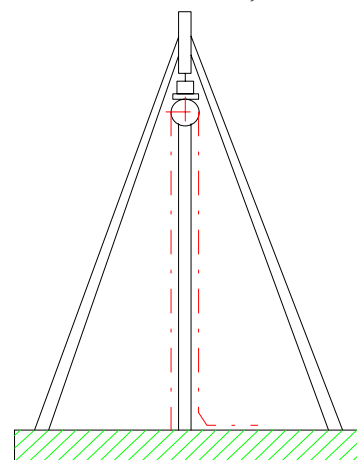


2.24. ábra

A 2.24. ábra négy kötélágas szerkezetet mutat. Felül meghajtott dobót láthatunk, amelyre a kötelek végei két irányban tekerednek fel. Ezt a dobót a dobtengelyre szerelt fogaskeréken keresztül, áttétellel működtetjük. Lényeges hogy az alsó kötéلكerék tengelyre erősített horog megfelelő elmozdulási lehetőséggel bírjon.

Az ipari üzemekben a különféle szerelési munkákhoz, valamint kisebb terhek emeléséhez jól alkalmazhatók a kereskedelemben kapható egyszerű csigasorok.

A csigasoros emelőszerkezetek egyik alkalmazási területe az ún. emelőláb, amelyet különböző szerkezetek szerelésekor, állványzatok felállításakor vagy nagyobb terhek egyszeri emeléséhez használnak. Egyik változatként bemutatjuk az „emelőháromláb”-at (2.25. ábra). Itt a kitámasztást egymáshoz szög alatt hajló egyszerű rudazattal oldjuk meg, biztosítva, hogy a talajon a rúdvégek el ne csússzanak.



2.25. ábra

Az alkalmazható teherbírások: 0,5...5 t. A csigasort a tartólábak kapcsolódási pontjánál függesztik fel, működtetését a talajszinten álló dolgozó, kötél vagy lánc közvetítésével végzi.

2.10. Futókerekek, futóművek, futómacskák

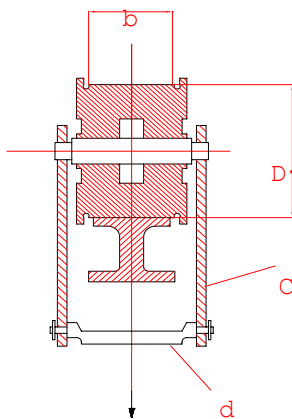
Az eddigiek során említett teheremelő szerkezetek rögzített megfogó -, ill. emelőszerkezettel rendelkeznek. A teher útja ezeken kizárólag függőleges lehet. A vízszintes irányú elmozdulás érdekében, az emelőszerkezetet sínpályán gördülő futókerekekre kell helyezni. Így kapjuk a különböző futóműveket, valamint futómacska - szerkezeteket.

a) Futókerekek

A futókerekek különböző kialakításúak. Alapvető szerepet játszik az a pálya, amelyen a futókerék elmozdul. Egyik főtípusként a tartógerenda (sínpálya) hengerelt I - acél, amelynek felső peremén halad a futókerék. A mozgás különböző módszerrel történhet. Az egyik lehetőség: a kereket a sínen vontatjuk, a másik módszer: a tengelyt forgatjuk.

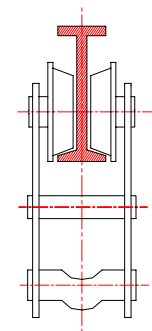
A 2.26. ábrán felülfutó kerék elrendezési vázlatja látható. Az I-gerendán b szélességű futókerekeket helyeztünk el. A kerék átmérője: D . A terhelést a futókerék tengelyéhez kétoldalt csatlakozó c hevederek, valamint az őket össze kötő d kengyel tartják. Q -val a hasznos terhet, G -vel a szerkezet önsúlyát jelöljük. Ezt a megoldást felsőpályás rend szernek is hívjuk.

Vannak olyan kerékmegoldások is, amelyek nem az kétoldali peremmel, hanem csupán egyszerű peremmel rendelkeznek. Ezeket a kerekeket általában az ún. alulfutó megoldásnál használják. A 2.27. ábrán bemutatott típus a legegyszerűbb I-gerendás változatot tünteti fel. Lényeges, hogy az I-gerenda talpán kétoldalt elhelyezett futókerekek összekapcsolását megfelelő szimmetrikus szerkezettel biztosítsuk alul.



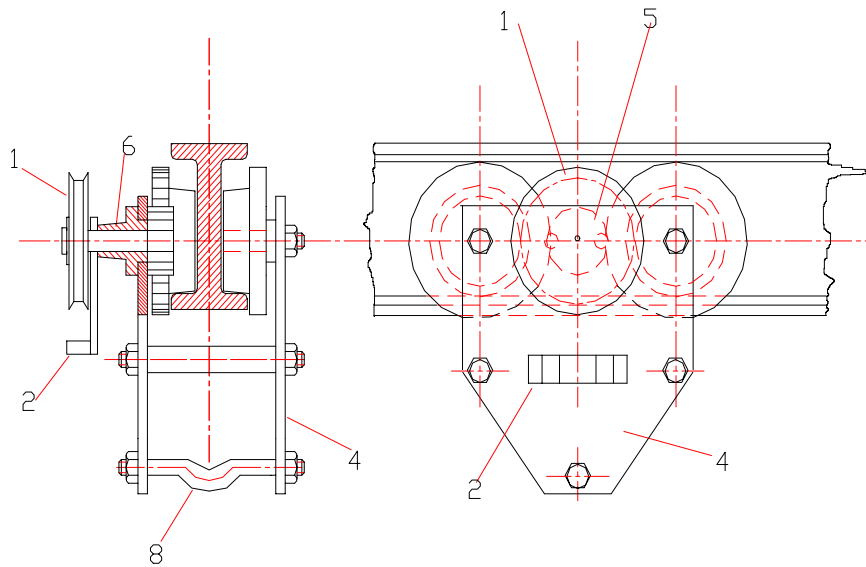
2.26. ábra

Míg az előző változat a legegyszerűbb kézi vontatást teszi csupán lehetővé, addig a futókerekek tengelyére szerelt kézi kerékekkel már alulról, megfelelő áttételen keresztül működtethető. A 2.28. ábra egy jellegzetes típust mutat be. A 9 húzólánca az 1 lánckerékben mozog, külön terhelését a 2 lemez biztosítja. A lánckerék tengelyét a 3 pajzscsapágy tartja, melynek másik oldalán találjuk az egymással kapcsolódó 5 és 6 fogaskerekeket. Utóbbi, mint az egyik futókerékhez szorosan rögzített fogaskoszorút alakítottak ki. A szerkezetet oldalról a pajzslemez burkolja, amelynek egyúttal szilárdsági, tartó szerepe is van. Ugyanis a kerekek és a 8 tartóhíd között ez biztosítja a kapcsolatot. A pajzslemezek



2.27. ábra

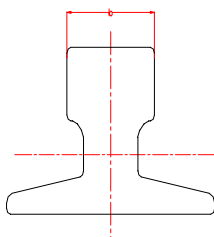
összekötését, ill. a távolságtartást a 7 csővel és a benne elhelyezett anyáscsavarral biztosítjuk. A teher emelését a 8 hídba akasztott külön csigasorral kell megvalósítani. Ezekkel a szerkezetekkel tehát már kettős anyagmozgatási tevékenység végezhető.



2.28. ábra

b) Futóművek

Az előzőekben tárgyalt futókerekhez különleges profilú sínt alkalmaznak futóművek, ill. csigasorok (daruk) esetén. Ezt a típust a 2.29. ábra mutatja. A megoldás eltér a vasúti sínek szokásos alakjától: ott ugyanis a sínfejet erősen legömbölyítik. E sínek talpa aránylag széles, amelyre a nagyobb keréknyomások miatt van szükség. A kerék terhelését ez a felület adja át a vasbeton vagy vasszerkezetű pályának, így a sín könnyebben le is rögzíthető.



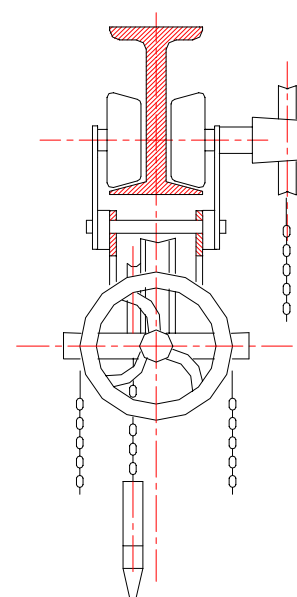
2.29. ábra

A sín jellemző mérete elsősorban a sínkorona b szélessége. Szokásos értékei : 65, 80, és 100 mm. Kisebb terhelés vagy acélszerkezetre helyezett sínek esetén darupályaként laposacél is használható. Ilyen és négyszög keresztmetszetű darusíneket a pályához hegeszteni is lehet, a normál darusíneket azonban alátétes csavarozással vagy lefogókengyelekkel rögzítik. A sínek hőtágulása hosszirányú elmozdulást okoz, amelyet nem szabad megakadályozni. Ugyancsak gondoskodjunk a rezgések csillapításáról, amelyeket részben a működtető motorok, részben a teheremelés okoz. Keménygumi alátétekkel kedvező eredmény érhető el.

c) Futómacskák

A futóműveket összeépíthetjük az emelőszerkezettel is. Ezek a berendezések függőleges és vízszintes mozgást végeznek. Ha ilyen szerkezetet használunk anyagmozgatásra, futómacskának nevezzük. A berendezés legegyszerűbb változata az egyetlen gerendán haladó (egy tartón futó) kézi mozgatású futóműves futómacska. A teherbírás szélső határai: 0,5...5 t (2.30. ábra). A működtetés ismét a lánckerekes megoldás.

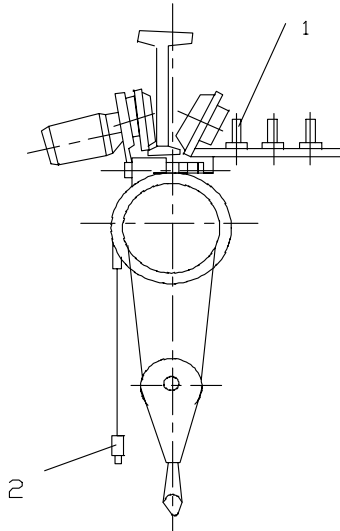
Gépipari üzemekben korszerű megoldásnak a villamos működtetésű berendezések tekinthetők. Ezekhez már nemcsak



2.30. ábra

egyszerű emelőszerkezetet, hanem villamos emelődobot is használhatunk. Az emelődob tulajdonképpen olyan emelőszerkezet, amelyben a kötélt tárolását a rendszerbe szerelt kötéldob végzi, ezt hajtjuk az ismert lánckerék segítségével. Korszerűbb az a megoldás, amikor az emelődobot is villamosan működtetjük. A szabvány a teherbírást 0,125...12,5 t között rögzítette.

A villamos működtetésű futómacskák általában alsópályás rendszerűek. A 2.31. ábra egygerendás típust mutat, amelyhez a villamos energiát biztosító pályamenti vezetékek is tartoznak. A meghajtás peremes motorral, közbeiktatott fogaskerék áttételekkel adjuk. A kezelés a talajszintről történik. Az egygerendás futómacskák azzal az előnnyel is rendelkeznek, hogy a pálya nemcsak egyenes, hanem ívelt is vezethető. Ha a pálya ívelt, vagy önmagába visszatérő, különleges forgóáramszedőt kell alkalmazni. E villamos csigasorok teherbírása a típustól függ, általában 0,5...5 t.



2.31. ábra

A futómacskákat az alkalmazás szerint is osztályozni szokták. A főbb típusok (az üzemeltetési jelleg szerint):

- könnyű üzemű futómacska; kis sebességre, szakaszos üzemre;
- közepes üzemű futómacska; közepes sebességre, egy-két műszakos üzemre;
- nehéz üzemű futómacska; nagy sebességre, gyakori maximális terhelésre, éjjel-nappali üzemre.

Vannak olyan villamos futómacskák is, amelyeket nem alulról vezérelnek, hanem hozzá külön kezelőkosarat építenek. Ebben a fülkében a dolgozó az odavezetett kapcsolókon keresztül irányítja a horog vagy markoló működését.

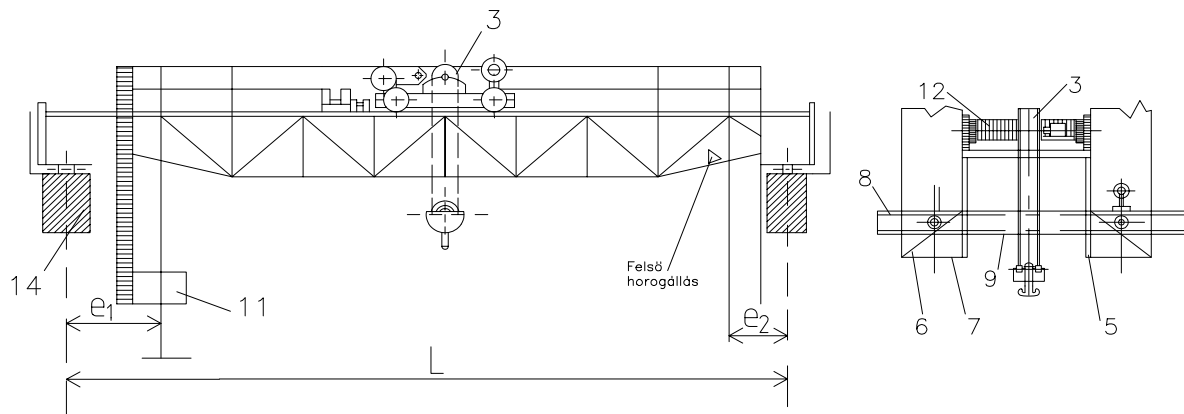
2.11. Daruk

Azokat a berendezéseket, amelyeknél a teher mozgatására a függőleges irányú főmozgáson kívül egy- vagy többirányú mellékmozgással is összekapcsolható, daruknak nevezzük. A mellékmozgások lehetnek: vízszintes síkban történő haladás (esetleg két egymásra merőleges mozgás), tengely körüli forgás, esetleg billenő mozgás. E mozgásoknak megfelelően ismerünk futó-, és forgódarukat.

A futódaru három különböző mozgása:

- függőleges irányú teheremelés,
- a futómacska vízszintes síkban történő elmozdulása (legtöbbször a kiszolgált területen keresztirányban),
- a daruhíd mozgása (vízszintes síkban történő elmozdulás, a kiszolgált terület hossza irányában).

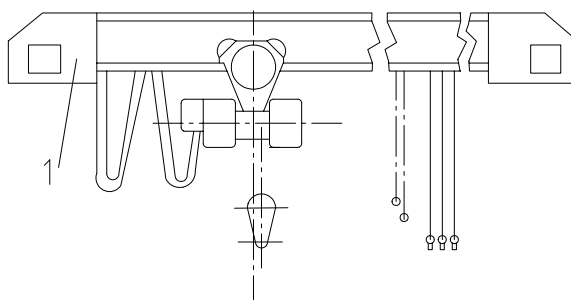
A futódarukkal kiszolgált terület olyan négyszög, amelynek egyik oldala a darupálya hossza, másik a szerkezet L távolsága. A 2.32. ábrán zárt műhelyben működő, hídszerkezetre épített daru látható. A szerkezet legfontosabb része a daruhíd, amelynek célja a futómacska és tartozékainak hordása.



2.32. ábra

A híd készülhet rácsos vagy lemeztartós megoldással, szegecselt vagy hegesztett kivitelben; futókerekeken gördül az épületre vagy 14 tartópillérre helyezett darusínen. A futómacska a daruhíd 5 főtartójára szerelt pályán, a daruhíd haladásának irányára merőleges mozgást végez. A daruhíd futókerekei külön tartószerkezetben, a 9 kerékszekrényben helyezkednek el. A daruhidakhoz feltétlenül szükség van 11 kezelőkosárra, amelyben az irányításhoz szükséges kapcsolók és műszerek vannak.

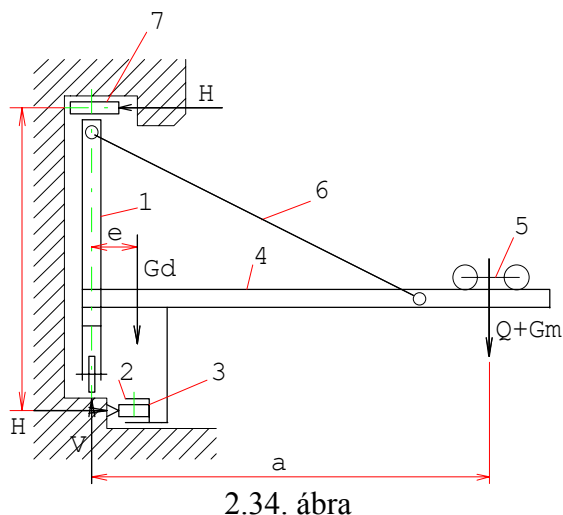
A daruhidak jellemző mérete a "horog szélső állás", amely a fesztávolságon belül "e" értékkel helyezkedik el. Ugyanis a horog sohasem érhet a darusín középvonalába, éppen a kiszolgálási terület szélességét csak ezzel a kisebb értékkel vehetjük figyelembe.



2.33. ábra

A daruhidak kialakításában fontos az áramellátás is. a 2.33. ábrán azt a megoldást mutatjuk be, amikor a gerendán elhelyezett futómacska szerkezet kábelen keresztül kapja a villamos energiát. A kábelt az I-gerenda vagy darusín alatti huzalra függesztik. Ha a futómacska előre halad, kábeltartó karikák ezen a huzalon mozdulnak el. Ezt a kábelvezetést „úszókábelnek” is nevezzük.

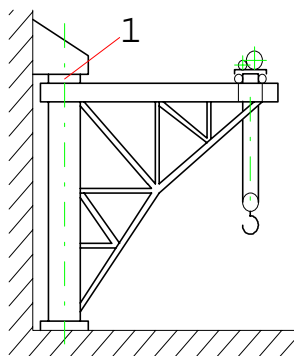
Van olyan futódaru is, amelyet kinyúló gémmel kapcsolnak össze. A normál híddaruk vasszerkezetére forgóváz kerül, ez kinyúló gémmel és annak végén emelőszerkezettel rendelkezik. A daru méretezésekor és készítésekor ügyelni kell arra, hogy a kinyúló gém, valamint a rajta elhelyezett terhelés az egész szerkezetet felbillentheti.



2.34. ábra

Műhelyek belső anyagmozgatására jól használhatók azok a daruk, amelyeket az épület falára vagy pillérekre erősítenek. Jellegzetes típus a fali futódarú. Készülhet rögzített kinyúló gémmel, ekkor konzoldarú néven említjük. (2.34. ábra). Az 1 főtengelyhez kétféle csapágy kapcsolódik. Az alsó 2 megtámasztást olyan futókerékkel biztosítják, amely a falazat alsó vízszintes részén kiképzett sínen mozog. Ez a függőleges irányú V erőket veszi fel, ettől függetlenül célszerű, ha a műhely hosszában történő vezetést olyan kerék is elősegíti, amelynek tengelye függőleges (3) és a falon gördül. A tulajdonképpeni daruszerkezet az a 4 gerenda, amely konzolosan, a távolságban

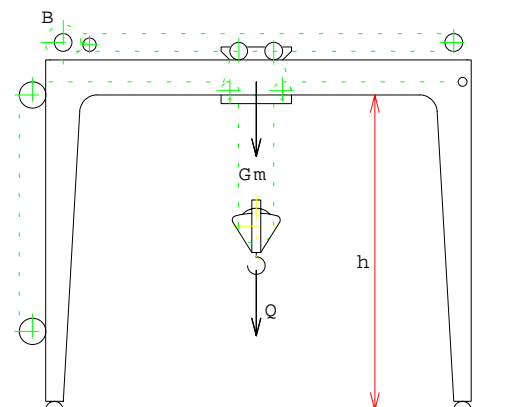
nyúlik ki. Ez az érték egyúttal az 5 futómacska szélső állásának is tekintendő. A konzol rögzítését külön 6 rudazat biztosítja. Ebben a megoldásban a főtengely felső vezetését olyan 7 kerékkel valósítjuk meg, amely a falazattal érintkezik



2.35. ábra

A műhelyeken belüli anyagmozgatásban alkalmazhatók egyéb daruk is. Főként javító- vagy szerelőműhelyekben esetleg nagyobb szerszámgépek nehéz alkatrészeinek asztalra helyezéséhez fali forgódarut alkalmaznak, amelynek magasságát tetszőlegesen állíthatjuk be. Lehet a fali forgódarut futómacskával is felszerelni (2.35. ábra). A konzolos kinyúlás csak a megtámasztó, tartó vasszerkezetet illetően állandó, a futómacska - és a rászertelt emelőszerkezet - tetszőlegesen távolodhat el az 1 főtengelytől.

A szabadtéri daruk között olyan típusokkal találkozunk, amelyek részben eltérnek a műhelyek belsejében üzemelő és korábban ismertetett darutípusoktól. Bakdarunak (2.36. ábra) azt a megoldást nevezzük, amikor a tehermozgások iránya megegyezik a híddaruk tevékenységével, viszont a darut nem felül elhelyezett síneken, hanem talajszintre szerelt pályán mozgatják. Főként rakterületeken használható előnyösen. A futómacska a vasszerkezet felső élén halad. Elképzelhető, hogy e szerkezetnek csupán két főmozgás van: emelőmozgás a futómacska pályamenti mozgása. Fontos méret az ún. h úrszelvény. Ez azt jelenti, hogy a bakdaru alá rakodási céllal mind tehergépkocsival, mind vasúti kocsival be lehessen állni. Teherbírás kézi mozgatású bakdarunál 0,5...20 t; villamos mozgatású bakdarunál 3,2...200 t.

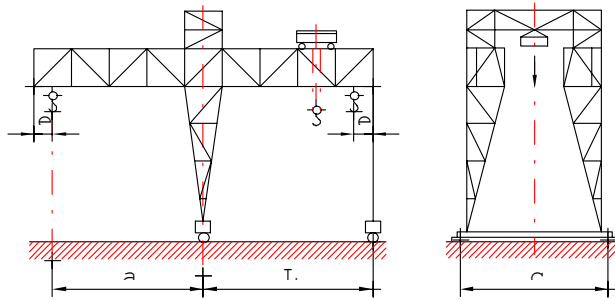


2.36. ábra

Különleges típusként kezelhetjük a konzolos bakdarukat (2.37. ábra). Előnye, hogy a teheremelés nemcsak az eredeti L fesztávolságon belül, hanem az a konzolos részen is megtörténhet. A szerkezet azért is különleges, mert a futómacskának a daruhídon teljes hosszában $(l + a)$ végig kell haladnia. Az oldalnézeten látható az a függesztett jellegű megoldás, amelyet alsópályás futókerék vezetésnek is nevezhetünk.

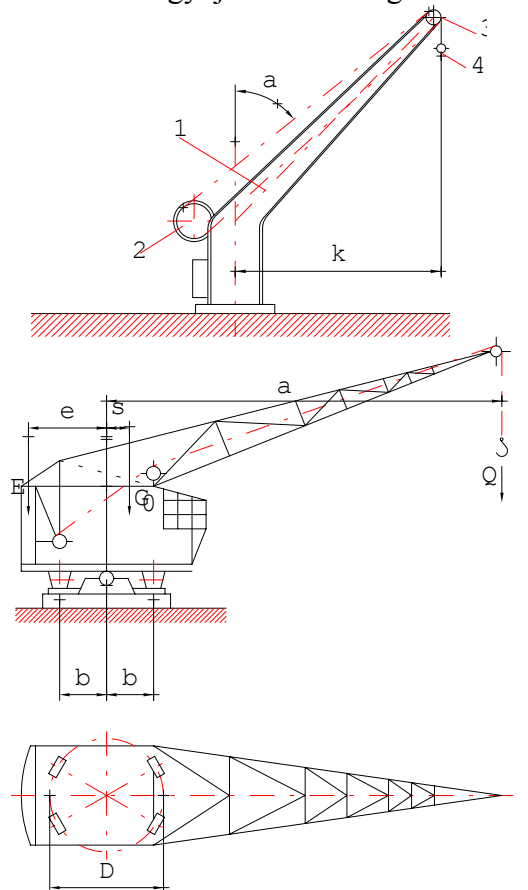
Ilyen rendszereket rakodóhíd néven ismerünk. A különböző változatok főként a vasúti, gyárüzemi, vagy kikötői viszonyoktól függenek. Így pl. készíthető olyan konzol is, amikor a kinyúló rész billenthető és szükség szerint (kizárólag a konzol) függőleges állásba hozható. E megoldásnál bonyolult helyzetet teremt, hogy a futómacskát a konzolon végig kell vezetni, ugyanakkor a csuklópontot megfelelően kell méretezni.

A daruk külön csoportját képezik azok a berendezések, amelyeknél az egyik legfontosabb mozgás egy függőleges tengely körüli elfordulás. Ezeket gyűjtőnéven forgódaruknak



2.37. ábra.

nevezzük. Legegyszerűbb típusként álló oszlopú megoldást mutatunk be (2.38. ábra). Rögzített talapzathoz az 1 merev vázszerkezet kapcsolódik. Elfordulási szögét a k kinyúlás mértékétől függően is határozzuk meg. A működtetés egyszerű 2 csörlővel kötéltelen keresztül, 3 kötélerék, ill. a 4 horogszerkezettel történik. Ez a darutípus a forgódaruk kategóriájába csak akkor sorolható, ha a talapzat és a szög alatt hajló váz egymáshoz képest el is fordulhat. Ebben az esetben alul megfelelő csapágyazásról kell gondoskodni, amely a fali forgódaruk megoldásához hasonló.



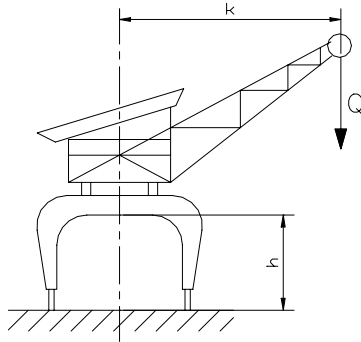
2.39. ábra

A talajszinten elhelyezett forgódaruk jellegzetes típusa még a forgótárcsás megoldás (2.39. ábra).

Itt már nincs hosszú függőleges oszlop, hanem az alátámasztást, ill. a forgatást, kör alakú sínen gördülő, perem nélküli futókerekek teszik lehetővé.

Új szerkezeti elem a szerkezet közepén elhelyezett királytengely, ill. a királycsap, amely a daru központos forgatását biztosítja. A tárcsa készülhet görgős kivitelben is.

A forgódaruk másik főcsoportjának tekinthetők azok a szerkezetek, amelyekkel már különleges magasságokban történik az üzemelés. Ezek az állóoszlopos toronydaruk készülhetnek billenő gémmel vagy vízszintes gémen futó macskával. A toronydarukat ugyancsak biztosítani kell a feldőlés ellen. A stabilizálást részben a gémmel ellentétes oldalon elhelyezett ellensúllyal, részben pedig a vasszerkezetű, függőleges váz alsó részében elhelyezett súlyokkal biztosítják.



2.40. ábra

Külön típusként kezeljük az ún. portáldarukat. Tulajdonképpen forgóvázra szereltek. Ez a váz a bakdarukhoz hasonló, és lehetővé teszi, hogy alatta közúti és vasúti járművek is elhaladjanak. A legegyszerűbb kivitel vázlatát mutatja a 2.40. ábra. Az alsó szerkezet készülhet lehorgonyzott kivitelben vagy sínpályán mozgatható megoldással. Az ábrán merev gémet láthatunk, a kinyúlás maximális értéke: k . Az űrszelvény maximális szabadmagassága: h . A felső forgóváz, valamint gém a forgódarukhoz hasonló billenő megoldású.

A daruk alkalmazási lehetőségeit kiterjeszthetjük azáltal, ha a darugémet olyan alvázra szereljük, amely a helyét könnyen tudja változtatni.

Ilyen megoldásoknál beszélhetünk:

- traktorra szerelt;
- gépkocsi alvázra szerelt;
- vasúti alvázra szerelt;
- úszó alvázra szerelt darukról.

2.12. Járművek, rakodógépek

A gépipari üzemek szállításait különféle pótkocsikkal, tehergépkocsikkal, targoncákkal és egyéb járművekkel végezzük. A rakodás gépeinek jellegzetessége a kisebb távolságú anyagmozgatás, ill. a függőleges vagy egyéb irányú árutovábbítás.

a) Járművek

A járműveket az alábbiak szerint csoportosítjuk:

- tehergépkocsik;
- pótkocsik;
- egyéb szállítójárművek.

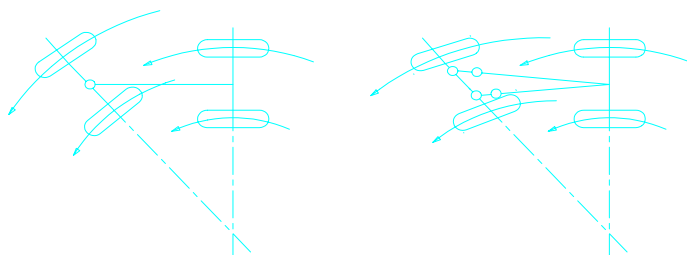
A tehergépkocsik feladata, hogy az általában tőlük független rakodó berendezéssel rájuk helyezett árut megfelelő távolságra elvigyék és ott biztosítsák a gyors kirakodást.

A legelterjedtebb típus az ún. nyitott platós kocsi, melynek oldalfalai lehajthatók. Felszerelhető oldalmagasítóval vagy ponyvával is.

Az anyagmozgatás szempontjából fontos szerepük van azoknak a berendezéseknek, amelyekkel a tehergépkocsikon lévő terhet egyszerűen fel és le lehet rakni. A hajtóenergia legtöbbször motorikus, de lehet kézi csörlős típust is használni. Ugyancsak ilyen jellegű segítséget nyújtanak azok a rakodólapok, amelyek a kocsi hátuljára szerelhetők, és velük a földön lévő teher egyszerűen a plató magasságáig emelhető. Ömlesztett anyagot lehet pneumatikus berendezéssel is a kocsira rakni. A felszívó szerkezet a vezetőfülke mögött (esetleg a váz alatt) helyezkedik el, a szívócső pedig - leválasztón keresztül - a pótkocsi rakfelületre szór. Erre a célra szívó - nyomó rendszer alkalmazható.

Az ipari anyagmozgatásban, főként késztermékek távolabbi célok felé szállításában, esetleges jellegű rakományoknál egyre gyakrabban alkalmazzák az ún. nyerges vontatókat. Ezek lényege, hogy a motorral és hajtóművel ellátott, általában nagyteljesítményű vontatórendszerhez különféle kocsik csatlakoztathatók. Lényeges a megfelelő és üzembiztos kapcsolószerkezet.

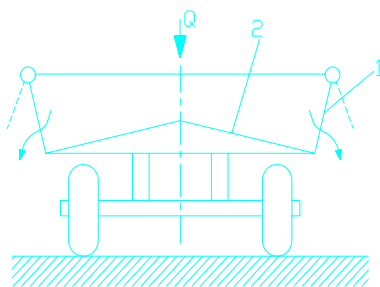
A pótkocsikat azért említjük külön, mivel a nagyobb gépipari üzemek szállítási munkái során jutnak jelentős szerephez. A pótkocsikat többféle módon osztályozhatjuk. Beszélhetünk egy- és kéttengelyes megoldásról; de történhet az osztályozás a terhek leürítése alapján is: sima platós, billenő rendszerű, vagy lehordó szerkezettel ellátott megoldások. Utóbbiakat



2.41. ábra

gyűjtőnéven önürítő pótkocsiknak nevezzük. A kéttengelyes pótkocsi teherelosztása egyenletesebb, hiszen a kerekek közel azonos terhelést kapnak; a le- és felkapcsolásnál sincsenek azok a problémák, mint az egytengelyes típusoknál. Kormány-szerkezetük forgósámolyos vagy trapézkormányzású kivitelben készül (2.41. ábra).

Előzővel kisebb fordulási sugarat valósíthatunk meg, a pótkocsi első tengelyének elfordulása közben a kerekeknek a kocsiszekrény alatt el kell férniük. Trapézkormányzásnál viszont csak a kerekek fordulnak (a tengely nem!), a megoldás kissé bonyolultabb és költségesebb, mint a forgósámolyos kivitel.



2.42. ábra

b) Rakodógépek

Mint érdekességet mutatjuk be az oldalürítő megoldást (2.42. ábra), amelyeket ömlesztett anyagokhoz lehet megfelelően alkalmazni. Lényeges, hogy a 2 fenék lejtőszöge a kinyitás után az áru lecsúszását biztosítsa. A rakomány súlya az 1 oldalfalakra elég nagy nyomást gyakorol, ezért a zárószervezetet erre az erőhatásra méretezik, ill. biztosítják.

Az anyagmozgatásban jelentős szerepet játszanak a különféle rakodógépek is. Rakodó berendezés készülhet tehergépkocsira, pótkocsira vagy vontatóra szerelt kivitelben; de vannak teljesen önálló, magajáró megoldások is. Vontatóra, pl. traktorra szerelt típusoknál homlokrakodóknak azt a rendszert hívjuk, amikor a rögzített megoldásban vagy kinyúló gémen elhelyezett árutovábbító készülék a jármű első oldalán helyezkedik el. A farrakodónál az anyagmozgató szerkezet hátra szerelendő.

E rakodók egyik változata csak a jármű hossz tengelyi síkjában végezheti a rakodást. Fontos, hogy a megfogószerkezetre olyan fogak, kanalak és markolók kerüljenek, amellyel a szerkezet maximális teherbírása kihasználható.

E megoldás továbbfejlesztett megoldása az a rakodó, amely nemcsak a traktor hossz tengelyének síkjában, (tehát le és fel) végezhet mozgást, hanem egy függőleges fő tengely körül el is fordul.

Problémát jelent, hogy a teher emelése közben a billentő nyomatékot külön figyelembe kell venni, egyúttal a kerék- és tengelynyomások is megváltoznak. Megfelelő ellensúlyokkal, ill. kitámasztással a biztonságos üzemet lehetővé kell tenni. Beton-, vagy öntvény- többletsúlyok mellett lehet ún. folyadékterhelést is adni. Utóbbi előnye, hogy a rakodógép szállításakor ez utóbbi könnyen eltávolítható.

A rakodó-berendezés egyik korszerű fajtája az a megoldás, amelyet nem darabáruhoz hanem különféle ömlesztett anyagokhoz alkalmaznak. Ilyen rakodásához jól használható Trautmann rendszerű csigás rakodó. A csigák egymással párhuzamosan helyezkednek el, a talajszinttel azonban kb. 10..15°-os szöget zárnak be. Rakodási teljesítménye kb. 10 t/óra; alkalmazható 200 mm szemcsenagyságig.

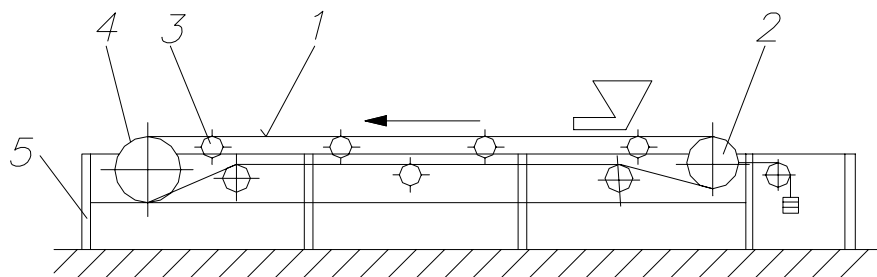
2.13. Folyamatos szállítóberendezések

Olyan berendezések amelyek segítségével különböző anyagokat folyamatosan mozgatunk a kiinduló- és végpont között. Alkalmazási területük széleskörű: az iparban minden darabárúnál, különféle ömlesztett áruknál megfelelően használhatók. Az anyagmozgatáshoz általában motorikus meghajtó szerkezetet használnak.

a) Szállítószalagok

Legismertebb változata az ún. hevederes szállítószalag (2.43. ábra). Főbb szerkezeti részei:

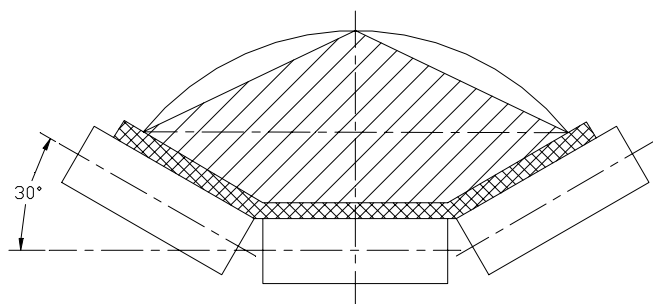
1. szállítóheveder;
2. hajtó ill. feszítő dob;
3. görgő;
4. hajtómű és motor;
5. tartóváz (vasszerkezet).



2.43. ábra

A heveder tulajdonképpen végtelenített szalag, amelynek anyaga a szállított áru jellegének függvénye. Leggyakrabban még ma is a textilbetétes gumit használják. A legújabb megoldások műanyagból készülnek. Amennyiben a szállítószalaggal ferde szögben szállítunk, az áru visszacsúszásának megakadályozására célszerű a hevederre keresztirányú bordákat elhelyezni. Ezek lehetnek a heveder hossztengejére merőlegesek, esetleg nyílszerűek vagy ívelt megoldásúak. A szállítószalag legfontosabb jellemzője a fajlagos szállítási teljesítmény, növelése érdekében a keresztbordák mellett oldalt is elhelyeznek magasztást. Ezeket nevezzük szállítódobozos rendszereknek.

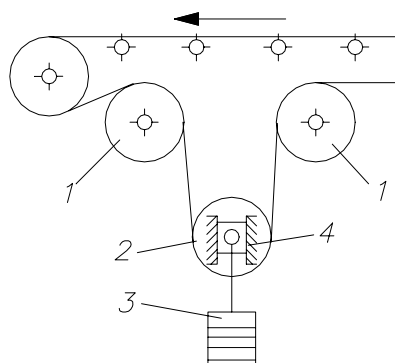
A hevederek kapják szállítás közben a legnagyobb terhelést, ezért megfelelő alátámasztást igényelnek. A hevederek alatt meghatározott távolságban (t-osztás) görgőket helyeznek el, amelyeket kétoldalt csapágyaznak. A görgők valamivel mindig szélesebbek, mint a rajtuk elhelyezett heveder. A hevederek szélességét szabványosították, az alkalmazott méretlépcsők: 400, 500, 650, 800, 1000 mm.



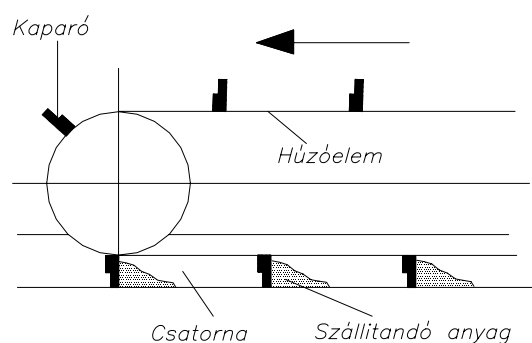
2.44. ábra

Nagyobb mennyiségek szállítására kedvező megoldás a háromgöngös rendszer (2.44. ábra). Ekkor a görgőket egymáshoz képest szögben helyezük el, a rá helyezett heveder teknő alakot vesz fel. A szelvényben szállítható mennyiség lényegesen nagyobb, mint a normál szállítószalagnál.

A szállítószalagok tartozéka a heveder belógását kiküszöbölő feszítő szerkezet. Ez lehet egyszerű csavarrögztetésű, rugós vagy automatikus súlyterhelésű, esetleg hidraulikus. A 2.45. ábrán egy egyszerű kivitelű függődobos feszítőszerkezetet látunk. A hevedert külön az 1 terelőgönggön vezetjük keresztül és juttatjuk el a súlyfeszítéssel rendelkező 2 alsógönggőhöz. A feszítést a változtatható nagyságú 3 súlyok biztosítják. A függőleges megvezetés miatt a 2 görgő tengelyét a 4 csúszó pályában helyezük el. Mivel a szállítószalaggal mozgatott anyag ráragad a hevederre, célszerű a berendezést tisztítószerezettel is ellátni.



2.45. ábra



2.46. ábra

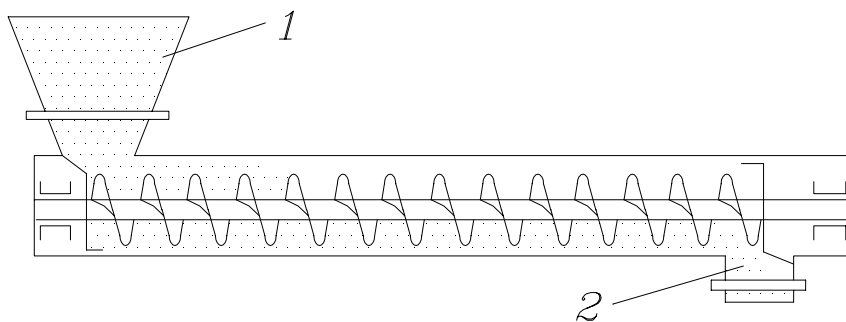
A kaparószalagok szintén a szállítószalagok közé sorolható, de működésükben eltérnek attól. Ezek ömlesztett árut mozgatnak lánc vagy kötél vonóelemre erősített továbbító elemekkel. Szerkezeti kialakításuk olyan, hogy nem csak a felső, hanem az alsó ág is szállíthat. Az anyag adagolása a rendszer egyik végénél történik a surrantón keresztül. A kitarolás a szalag végén vagy valamelyik csatorna megnyitásával (2.46. ábra) menet közben történik. Ezeket a fenéklemezbe vágott leürítő nyílásokat elzárólappal látják el, amely mennyiség szabályozóként működik. Előnye, hogy egyszerű elemekből áll, alkatrészei könnyen cserélhetők.

A berendezés főbb szerkezeti elemei: vonóelem, lapát és a vályú. A vonóelem lánc vagy sodronykötél. Lánc gyanánt szemes, csuklós, szétszedhető és izületes (tagos) láncokat alkalmaznak. A továbbító-elemek a láncra szerelt lapátok, amelyek mindig a vályú keresztmetszetétől függenek. Ezek fémből, fából, textilbetétes gumiból készülnek. A vályú alakja is különféle lehet, legtöbbször vaslemezről vagy fából készülnek.

A kaparószalagok különleges kiviteli formáival a függőleges szállítás is megvalósítható, ehhez U- ill. L alakú lapátok szükségesek.

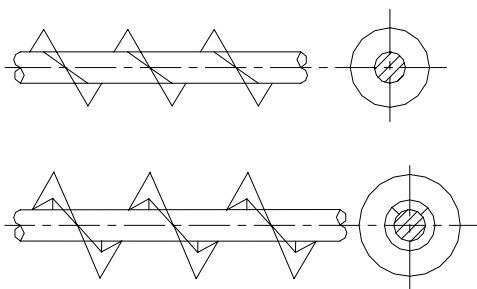
b) Szállítócsigák

Megfelelő csatornában, tengelyre erősített csavarvonal alakú lemezek anyagtovábbítást végeznek, ha a szerkezet egy bizonyos fordulatszámmal forog. A csavarvonal-felület nem halad előre, viszont a rendszerbe jutatott árut csavaranyának tekintve tengelyirányban előre jut.



2.47. ábra

A 2.47. ábrán látható, hogy az 1 adagoló-tölcséren keresztül beöntött anyag lassan halad előre a 2 ürítő nyílás felé. A szerkezeti kialakítástól függően a szállítócsavar ill. a továbbító lapát készülhet egy darabból, lehet szalagszerű, esetleg különálló lapát (2.48. ábra).

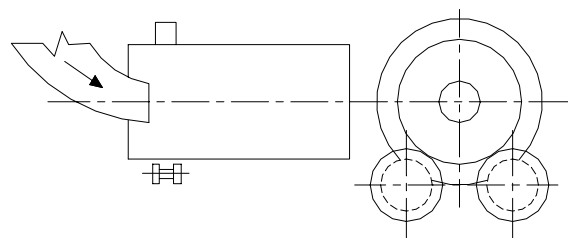


2.48. ábra

változtatásával szabályozható a szállított anyag mennyisége. Hátránya, hogy a szállítandó anyagot csak egyenletes mennyiségben adagolhatjuk.

A csőkeresztmetszetű vagy tömör és mindkét végét csapággal kell megfogni. Lehet függőleges rendszert is kialakítani. Az adagolást rövid, vízszintes csigával végezzük, amely zárt térben kapcsolódik a függőleges szállítócsigához.

A szállítócsigák tengelyének meghajtását ékszíjhajtáson vagy fogaskerék áttételen keresztül biztosítják. Szerkezetük aránylag egyszerű, a működés üzembiztos és a fordulatszám



2.49. ábra

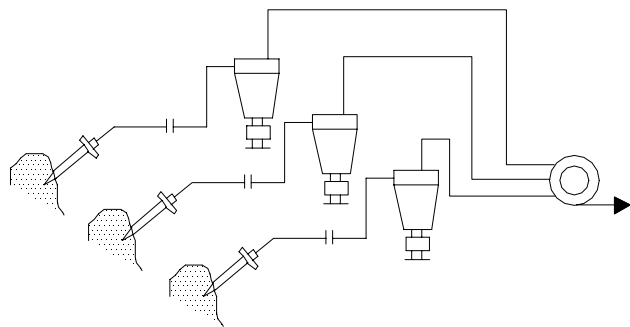
Hasonlítanak a szállítócsigákhoz, de az anyag továbbvitele olyan zárt csőben történik, amelyben nincs tengely (2.49. ábra). Meghajtását csak kívülről lehet megoldani a csőre szerelt fogaskoszorúval vagy dörzstárcsával.

c) Szállítócsövek

A szállítócsöveknél nagyobb töltési fokkal és szállítási teljesítménnyel lehet dolgozni. Energiaszükségletük kicsi, egyszerű szerkezetű, nagy üzembiztonságú. Hátránya, hogy az esetleges belső anyagtorlódás csak nehezen észlelhető és szüntethető meg.

d) Pneumatikus szállítóberendezések

A pneumatikus szállító-berendezéseknél ömlesztett, kis szemcsenagyságú anyagokat mozgatunk zárt csővezetékben, gáz (levegő) áramban, megfelelő nyomás segítségével. A pneumatikus rendszer működhet nyomással, szívással (depresszió) vagy a két megoldás kombinációjával. Nyomóüzem esetén a csővezetékbe az adagoló-tölcséren keresztül vezetett anyagot a ventilátor segítségével továbbítjuk a csővezeték végén lévő kifúvó nyílás vagy a leválasztó felé. A leválasztó után külön szűrő ill. légtisztító is elhelyezhető.

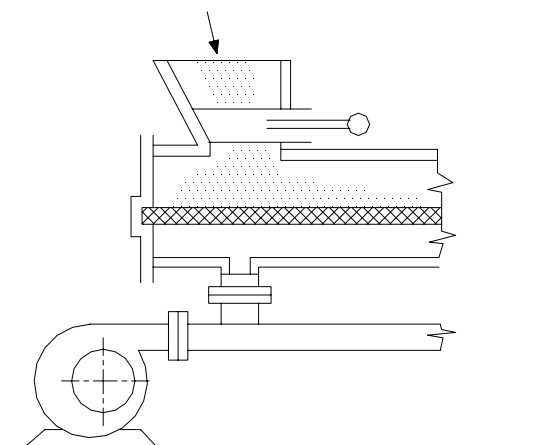


2.50. ábra

A szívórendszernél leválasztót mindenképpen be kell építeni, mert a ventilátor maga felé szívja az anyagot. Az anyag nem kerülhet a ventilátorlapátokra, ezért a ventilátor elé tesszük a szűrőt és a leválasztót.

A pneumatikus berendezések energiaszükséglete viszonylag nagy, ezért gazdaságosnak látszik az a változat, amikor a több helyről elszívott anyagot külön-külön leválasztókba visszük, viszont a depressziót egyetlen ventilátor biztosítja (2.50. ábra).

A vegyes üzemű (szívó-nyomó) pneumatikus szállításnál a légszállítást biztosító berendezés a rendszer közepén helyezkedik el. A szívóoldalon az anyagot maga felé szívja, a nyomóoldalon pedig a leválasztón keresztül nyomja az anyagot. Elképzelhető az is, hogy a szállítandó anyagot ventilátoron vezetjük keresztül.



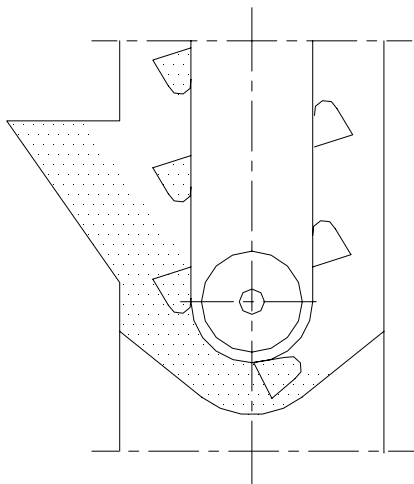
2.51. ábra

A pneumatikus berendezésekkel rokon az a szállító csatorna, amelyben finomszemcsés, porszerű anyagot mozgathatunk. A surrantón vagy egyéb adagolón át szállításra kerülő anyag olyan vályúba kerül, amelynek keresztmetszetét az 1 lyukacsos fenéklemez osztja ketté (2.51. ábra). Az alsó térbe a 2 ventilátor segítségével 200...500 m vízoszlop nyomású gázt (levegőt) bocsátunk be. Ez áthatol a fenéklemez apró nyílásain és a porszerű anyagot lebegő állapotba hozza. Csökken a szemcsék között a súrlódás és a levegő vékony réteget képez a fenéklemez és az anyagáram között.

e) Hidraulikus szállítóberendezések

A hidraulikus anyagmozgatásnál a szemcsés vagy darabos anyagot vízáramba (folyadékba) helyezve, a továbbítást zárt csővezetékben szivattyú biztosítja. A hidraulikus szállítás történhet megfelelő lejtésű, nyitott csővezetékben is.

Előnye, hogy nagy szállítóteljesítmény valósítható meg több kilométer szállítási távolság mellett; a berendezés kezelése és karbantartása aránylag egyszerű. Hátránya, hogy télen a csővezeték befagyás ellen védeni kell, nyitott rendszerrel pedig fennáll a kölcsönös szennyeződési veszély.



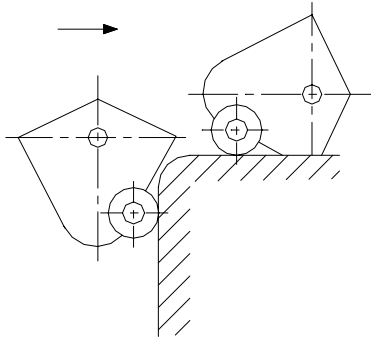
2.52. ábra

f) Elevátorok és billenő-elemes szállítóberendezések

Elevátornak olyan szállítóberendezést nevezünk, amely meredek szög alatti vagy merőleges szállítást végez. Az anyag a vonóelemre egymástól t távolságra függesztett serlegekben, tálcákban vagy karos megfogókban jut a rendeltetési helyére. A vonóelem lehet kötél, heveder vagy lánc. A hajtás kötél- vagy lánckerékkel, ill. hajtódobbal történik. Az áru feladása a rendszer legalsó pontján történik, mégpedig a kanalak (edények) bemerülésével (2.52. ábra), vagy surrantón keresztül az anyagot beöntjük a serlegekbe.

Az elevátorok szerkezeti kialakítása során az alábbi tényezőket kell figyelembe venni:

- a serlegek beállítása (a serleg és a padló közé ne szoruljon az anyag);
- a hajtótárcsák átmérője 400...1000 mm között legyen;
- a szállítási sebesség a vonószerkezet jellegétől, egyúttal az adagolás és az ürítés módjától is függ.

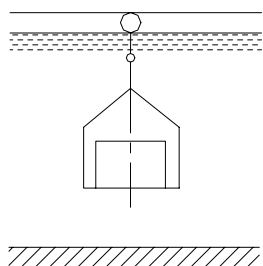


2.53. ábra

A serlegekkel billenő rendszert is készíthetünk, a pálya lehet vízszintes vagy függőleges. Az anyagfeladás és kiürítés bárhol megtörténhet. Erre a célra szükség van automatikus billenőszervezetre, amely a serleg oldalán elhelyezett ütköző pecket megtámasztva, a billenést elősegíti (2.53. ábra).

g) Konvektorok

A folyamatos szállítóberendezések között fontos szerep jut a függőelemes szállítógépeknek, a konvektoroknak. Körforgalmú (végtelenített) pályát képeznek, amelyre különféle függesztékeket helyeznek. A mozgatáshoz külön vonóelemre van szükség. A tartószerkezet hengerelt acélból készül, amelyet az épületszerkezetre erősítenek. A konvektorokat bármilyen irányban (függőleges kivételével) vezetni lehet, a felfüggesztés a műhelyek légtéréből néha jelentős helyet vesz el.



2.54. ábra

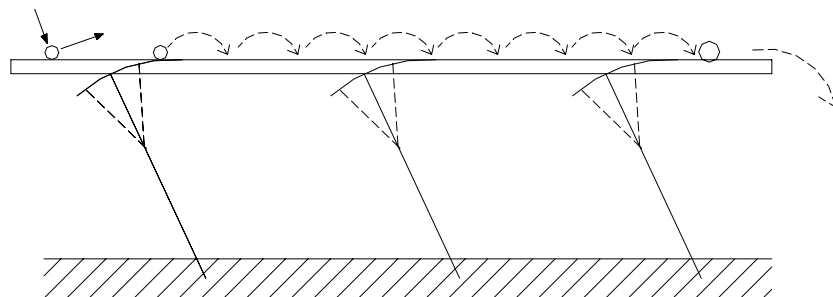
A konvektorok felfüggesztésére és továbbítására különféle megoldásokat ismerünk. A legegyszerűbb módszer, amikor a sínpályára görgőkkel kerül a függeszték, lenyúló rudazatát a folyamatos mozgást kényszerítő vonóelemhez kapcsoljuk (2.54. ábra).

A konvektorok a gépipari üzemekben bármilyen anyag szállítására használhatók, és a függesztékek tetszőleges kialakítása, valamint azok osztása, és a vonóelem sebessége folyamatos árutovábbítást tesz lehetővé.

h) Lengő szállítóberendezések

A lengő szállítóberendezések üzeme alapvetően különbözik a többi szállítógépektől. Az ömlesztett áruk folyamatos, egyirányú mozgását ütemesen váltakozó irányban mozgatott vályú vagy csatornarendszer biztosítja.

A lengővályús berendezés legfőbb szerkezeti eleme egy nyitott csatorna, amelynek keresztmetszete általában U alakú, a sarkokban kissé lekerekítve. A mozgást a csatorna oldalával vagy fenéklemezével kapcsolórudakon keresztül, forgattyús szerkezet biztosítja. A berendezések működtetése, a fordulatszám, azaz a váltakozó sebesség beállítása az anyagszemcséktől, a pálya minőségétől és az anyagminőségtől függ.

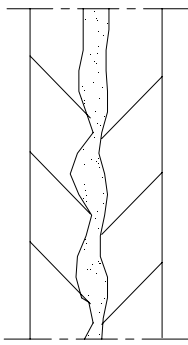


2.55. ábra

A vibrációs vályúk és csövek a lengővályútól abban térnek el, hogy a mozgás során az áru súrlódó kapcsolata a vályúval nem folyamatos. Ugyanis a rendszer mozgószerkezete a szemcséket ismétlődően ívelt pályára kényszeríti (2.55. ábra). Ezeket a vályúkat ugyancsak forgattyús szerkezet, rudazaton keresztül hajtja, rendkívül gyors löketszámmal (1000...3000/perc). A löket hosszúsága mindössze 1...2 mm, ezért úgy tűnik, mintha az anyag a csatorna fölött lebegve folyna.

g) Gravitációs szállítóberendezések

Olyan berendezések, amelyekben az anyag csak a nehézségi erő (gravitáció) hatására mozog. Éppen ezért itt csak függőlegesen vagy bizonyos szögben lefelé irányuló anyagmozgatásról lehet szó. Vonóelemre ill. hajtóműre nincs szükség, a szállítópályák különböző irányú leágazást is kaphatnak. A szállítási sebességet kizárólag a pálya lejtési szöge szabja meg.



2.56. ábra

Függőleges szállítás esetén ügyelni kell a túlzottan felgyorsuló mozgásra, nehogy a szállított anyagban kár keletkezzen. Az 2.56. ábrán egy függőlegesen kialakított ejtőcsövet láthatunk. Az ejtőcső egy zárt cső, amelyben a sebesség csökkentésére ütköző-ill. terelőlemezeket helyezhetünk el.

2.14. Felvonók

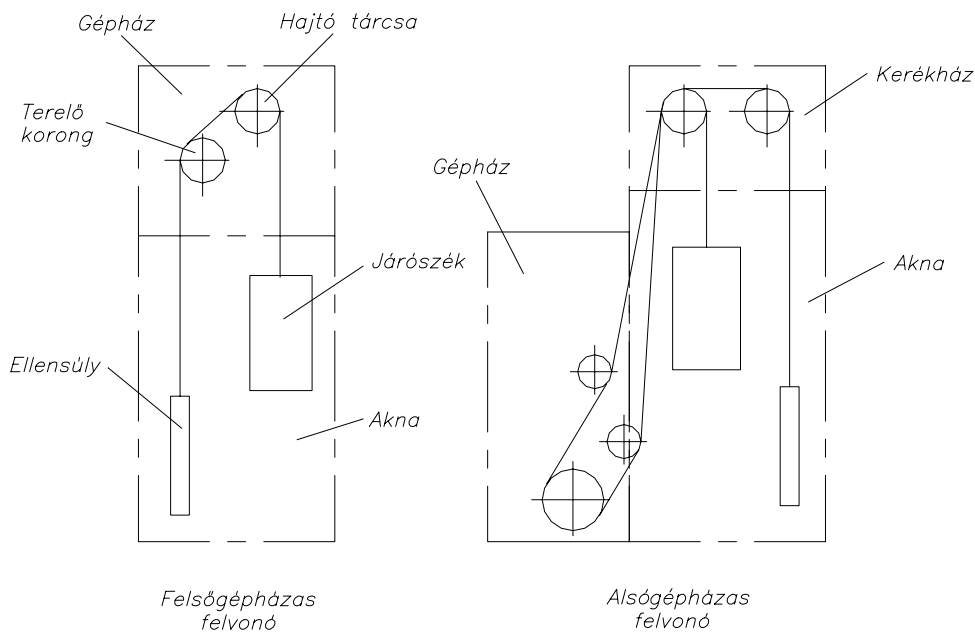
Felvonóknak nevezzük azokat a kézi vagy gépi erővel működtetett, helyhez kötött emelőberendezéseket, amelyek két vagy több hely között időszakosan vagy folyamatosan terhet emelnek vagy süllyesztenek.

Meghajtás szempontjából a felvonók lehetnek alsó és felső gépházas működésűek.

A felső gépházás rendszer lényege (2.57.a. ábra), hogy a felvonó szállításának legfelső szintje fölött olyan gépház helyezkedik el, amely tartalmazza nemcsak a felvonó felfüggesztéséhez és működtetéséhez tartozó hajtódobot, hanem a meghajtásban résztvevő hajtóművet is. Ez a motorból, a tengelykapcsolóból és a csigaáttételből áll. A dobon helyezik el a járószéket és az ellensúlyt tartó kötelet. A mozgatót és a vezetést külön járószék- és az ellensúlyvezetékek biztosítják.

Az alsógépházás rendszer (2.57.b. ábra) az előzőtől csupán annyiban tér el, hogy a meghajtórendszert az alsó szint alatt helyezik el. Az ábrán látható, ekkor a kötélfűtés bonyolultabb, több terelőkerékre van szükség, célszerű feszítőkereket is beépíteni.

- A felvonók alkalmazás szerinti főcsoportjai:
- személyfelvonók;
 - teherfelvonók;
 - személykísérőtű teherfelvonók.



2.57. ábra
a., b.,

A felvonókat üzemelési szempontból feloszthatjuk: - szakaszos üzemű és
- folyamatos üzemű felvonókra.

A felvonókat a hajtószerkezet energiaforrása szerint feloszthatjuk. Lehet:

- kézi hajtás;
- közlőműves hajtás;
- hidraulikus emelőrendszer;
- villamos meghajtószerkezet.

A felvonók a szállítóképességtől függően is csoportosíthatók: - könnyűüzemű;
- normál üzemű és
- erőltetett üzemű felvonókra.

2.15. Targoncák

A szállítás ill. ipari anyagmozgatás egyik legfontosabb eszköze az a szállítókeszi, amely nemcsak a különféle áruk mozgatását hanem rakodását is végzi.

A targoncákat osztályozhatjuk a meghajtási mód szerint. Így lehetnek

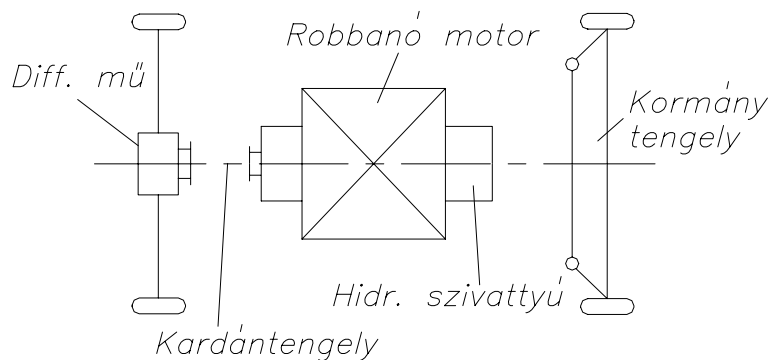
- kézi működtetésű;
- robbanómotoros vagy
- villamos meghajtású targonca.

Egyszerű, kézi működtetésű típus a kisemelésű kézi targonca, amelyet hidraulikus emelőszerkezettel láttak el. A berendezésnek kettős villaszerkezete van, és terheletlen állapotban görgőkkel támaszkodik a talajra. Ha a villákat az emelendő teher alá toljuk, a kézi hidraulikával 20...80 mm-es emelés valósítható meg.

Kézi vagy motoros targoncákat készítenek nagyobb emelőmagassággal is. Ehhez a targonca komolyabb megtámasztására van szükség. Az emelési magasság lehetővé teszi, hogy a felemelt rakományt magasabb szinten lévő járműre vagy tároló állványra helyezzük. Az alkalmazható terhelések nagyobbak, ezért az elülső részen két kerékkel rendelkezik.

Az emelő keszi egyik különleges változata az ún. terpesztargonca. A felemelésre szolgáló villáknál itt szélesebb támasztó talpat találunk. Ezek a megoldások már nemcsak kézi hidraulikával, hanem nagyobb motorral működnek.

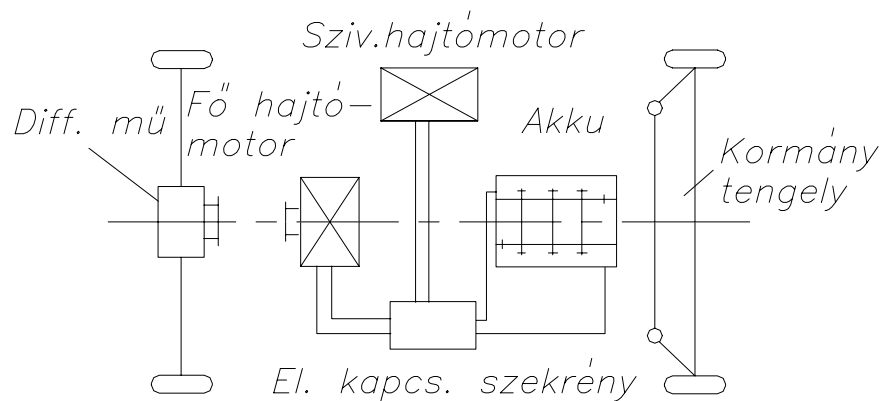
A robbanómotoros típusoknál a meghajtórendszerrel kapcsolódik a hidraulika, amely a különböző műveletek elvégzését segíti. Az 2.58. ábrán a robbanómotoros targoncák meghajtási rendszerének elvi vázlatát láthatjuk.



2.58. ábra

Ezeket a targoncákat csak szabad téren használjuk, mivel nemcsak mérgező kipufogógázokat képeznek, hanem üzemük is nagyon zajos. Előnyük azonban, hogy felgyorsításuk kedvezőbben megoldható, mint a villamos motorral dolgozó típusoknál, durva üzemi körülmények között élettartamuk is hosszabb.

A meghajtás szempontjából kedvező a villamos motoros targonca. Ezekhez akkumulátorra van szükség, amelyet az alváz alatt, ill. külön tartószekrényben helyeznek el. Előnye, hogy szinte zajtalanul jár, üzemi költsége is kisebb, mint a robbanómotoros targoncáké. Hátránya, hogy a telepek töltését folyamatosan meg kell oldani, ez megfelelő targoncatöltő berendezések beállítását teszi szükségessé. Az 2.59. ábrán a villamos targoncák meghajtórendszerének kapcsolási vázlatát látható. Itt is megtalálható a hidraulikus működtetés szivattyúja, amelyet az akkumulátor telepre kötnék.



2.59. ábra

Felhasznált irodalom

- Pattantyús Á. Géza: A gépek üzemtana
Műszaki Könyvkiadó Budapest 1983.
- Kovács Attila: Gépészmérnöki alapismeretek
Budapesti Műszaki Egyetem Gépészmérnöki Kar
Tankönyv Kiadó Budapest 1990.
- Horváth-Zsenák: Gépek üzemtana I.
Példatár
Tankönyv Kiadó Budapest 1981.
- Horváth-Író-Sárközi: Gépek üzemtana I.
Jegyzet
Tankönyv Kiadó Budapest 1980.
- Otrok László: Általános géptan
Tankönyv Kiadó Budapest 1978.
- Szekényi Tamás: Általános géptan II.
Tankönyv Kiadó Budapest 1977.
- Felföldi László: Anyagmozgatási kézikönyv
Műszaki Könyvkiadó Budapest 1975.
- Hans-Jürgen Zebisch: Anyagmozgatás
Műszaki Könyvkiadó Budapest 1975.
- Pattantyús Á. Géza: Gépészeti villamosmérnökök kézikönyve 4. Kötet
Műszaki Könyvkiadó Budapest 1962.
- Hütte: A mérnöki tudományok kézikönyve
Springer Hungarica 1993.