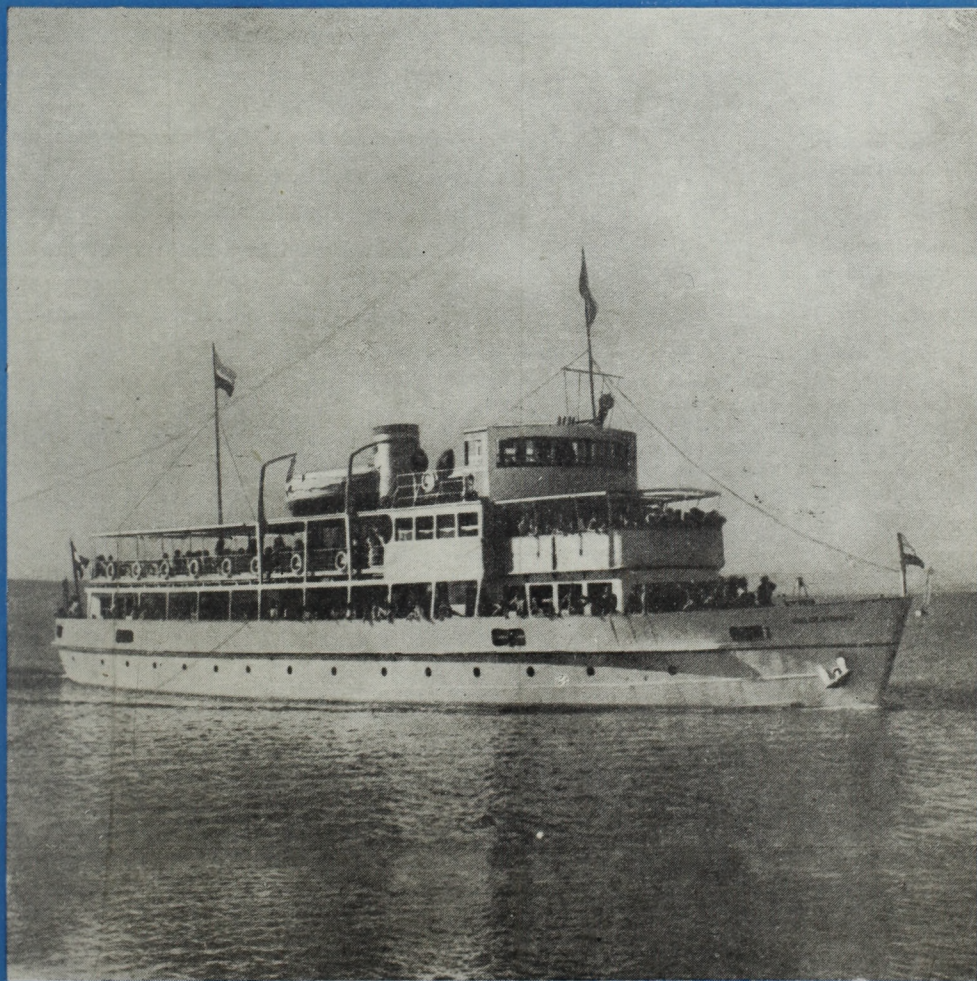


✓ 300706

KÖZLEKEDÉSTUDOMÁNYI

★ SZEMLE



III. ÉVFOLYAM 2. SZÁM ● 1953 FEBRUÁR HÓ



KÖZLEKEDÉSI KIADÓ

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ
ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ

REVUE DE LA SCIENCE
DES COMMUNICATIONS

SCIENTIFIC REVIEW
OF COMMUNICATION

Megjelenik havonta

Felelős szerkesztő:
Harmati Sándor

*

Szakszerkesztő:
Nemesdy Ervin

*

Szerkesztőbizottság

Csanády György, Csala Albert, dr. Czére Béla, Ertl Róbert, Fazekas József, Felecsuti László, Fekete András, dr. Gáll Imre, Kánya Ernő, Kiss Ernő, Máté Sándor, Novák István, dr. Papp Endre, Rostásy István, Szabó Dezső, Szilágyi Gyula, dr. Vásárhelyi Boldizsár

*

Szerkesztőség:
Budapest, VIII., Vas-utca 19
Telefon: 330-318

*

Felelős kiadó:
Szöllösi Ernő

*

Kiadja: Közlekedési Kiadó
Budapest, VII., Dob-utca 73
Telefon: *22-44-44

Terjeszti:

Posta Központi Hirlap Iroda, Budapest V,
József nádor-tér 1. Telefon: 180-850
Előfizetés és ügyfélszolgálat: József nádor-
tér 1. (üzlethelyiség). Telefon: 183-022

*

Előfizetési ára:

1 évre 24.— Ft, félévre 12.— Ft
negyedévre 6.— Ft
Csekk számlaszám: 61.229

TARTALOMJEGYZÉK

	Oldal
Köszöntjük a magyar-szovjet barátságot	41
Sztrókaý Pál: Diesel-mozdonyok villamos erőátvitel	42
Varjú Béla: Néhány mértékadó szempont gőzmozdonyaink ter- vezésénél (Befejező közlemény)	51
Vízelyi György: Hajtás miatt fellépő tengelynyomásváltozás vas- úti vontató járműveknél (Első közlemény)	57
Váradai János: Hidraulikus erőátvitel alkalmazása járműveken (Első közlemény)	66
Ferdinánd László: A „Beloianisz” balatoni utasszállító motorhajó	71
Romániai víziútak és kikötők	75
III. Országos Újító Kiállítás	78
Könyvismertetések. Kánya Ernő: Vasútvonalak várható üzemviteli költségei.	79
Czére — Vásárhelyi: A közlekedés magyar nyelvű szakirodalma	80



Az 1952. évben épített „Beloianisz” utasszállító motorhajó

Köszöntjük a magyar-szovjet barátságot

Kettős ünnepe van a magyar-szovjet barátság-nak. Február hó 18-án volt 5 éve, hogy Moszkvában aláírták a magyar-szovjet barátsági, együttműködési és kölcsönös segélynyújtási szerződést, hogy hazánk szerződéssel is megerősített szövetségese lett felszabadítójának, védelmezőjének és barátjának, a béke és a haladás jáklyavivőjének, a nagy Szovjetunióknak. Február 14-én kezdődik a magyar-szovjet barátság hónapja, amely immár hagyományossá vált, minden évben tovább gazdagítja népünket a szocialista termelés, a szovjet tudomány, irodalom és művészet vívmányaival, tovább mélyíti, még bensőségebbé teszi a magyar nép forró szeretetét az idősebb és erősebb testvér: a szovjet nép iránt.

A magyar-szovjet barátság persze nem 1948 február 18-án, a szerződés aláírásának napján kezdődött, hanem sokkal régebben. A magyar nép legjobbjai a Nagy Októberi Szocialista Forradalom óta a Szovjetuniót tekintették vezéresillaguknak s a szovjet nép és a szovjet kormány mindig igaz barátságot és segítőkészséget tanúsított a magyar nép iránt.

A magyar népi demokrácia sikereinek egyik döntő összetevője mind az a baráti segítség, amelyért nem lehetünk eléggé hálásak a Szovjetunióknak és akitől ez a segítség nem egyszer kiindult, magának Sztálin elvtársnak. Előrelátható, hogy ez a támogatás a következő években még növekedni fog és öléves tervünk jó végrehajtásának, egész jövőnk építésének ez a segítség a legbiztosabb záloga.

Lehetetlen felsorolni életünknek mindazokat a területeit, amelyeket a szovjet sztahanovisták, tudósok, kolhozparasztok, írók és művészek szintén forradalmasítottak hazánkban.

Hazánk gazdasági és politikai fejlődésének lényeges alkotórésze a műszaki tudományos együttműködés új típusa, a kommunizmus nagy alkotásait építő Szovjetunió és a szocializmust építő Magyarország között. Az együttműködés számtalan formája nemcsak tervgazdaságunk rendszerének megteremtésében és kifejlesztésében, hanem

népgazdaságunk műszaki életének kiépítésében is megnyilvánul. Százazrek és százazrek alkotnak ma nagyobb, termelnek többet, mert birtokosaivá váltak a szovjet tapasztalatoknak, a szovjet tudomány, a szovjet technika nagy vívmányainak.

A Szovjetunió tapasztalatainak kihasználásával a szovjet szakirodalom tanulmányozásával és a szovjet szakemberekkel folytatott közvellen megbeszélések segítségével építjük a szocialista közlekedésünket. A budapesti Metro, a tiszalöki vízduzzasztó, az új vasútvonalak és állomások, hidak és a korszerű utak építései és egyéb más új közlekedési alkotások a Szovjetunió felbecsülhetetlen jelentőségű tudományos és gazdasági támogatásának eredményeképpen születtek meg. Közlekedési dolgozóink mindennap löbket termelnek, újítanak és túlszárnyalják a megdönthetetlennek hitt normákat és a hétköznapi emberek hőökké nőnek fel a munka és a harc hevületében.

A közlekedési munka megjavítására folytatott versenymozgalmak az „500 km-es”, „100 000 km-es”, „2000 tonnás”, a „nazarova”, „mosástólmosásig” megannyi szocialista munkamozgalmak a Szovjetunió támogatása és segítő keze útján vált közlekedési ágaink területén ismeretessé és ezzel segítjük elő hazánkban a szocializmus építésének módszerét.

A Szovjetunió felbecsülhetetlen jelentőségű tudományos és gazdasági támogatásának eredményeképpen néhány év alatt ipari országgá fejlődöttünk, meggyorsult a szocializmus építése, erősödik népi demokráciánk és a világ béketábor.

A magyar-szovjet barátsági hónap alkalmával mi közlekedési dolgozók hálalattal szívvel köszöntjük a baráti szovjet népet, akik oly önzellenül és szüntelenül segítik az új országot építő népünket. Mi közlekedési dolgozók megfogadjuk ez alkalommal ismétellen, hogy méltók leszünk erre a segítségre. Nem kímélve erőt, járadáságot, munkát és áldozatot, építjük és védelmezzük drága hazánkat, őrizzük a békét s tovább erősítjük, szüntelenül ápoljuk a szovjet és a magyar nép igaz, örök barátságát.

Diesel-mozdonyok villamos erőátvitele

SZTRÓKAY PÁL

A Diesel-motor üzemében bizonyos sajátos tulajdonságokat kell tekintetbe venni. A nyomatéknak, amelyet a Diesel-motor ki tud fejteni, éles felső határértéke van, amely vagy meg sem haladja az állandó névleges teljesítményhez tartozó nyomatékot, vagy pedig ennél legfeljebb 10%-kal nagyobb ugyan, de ezzel a növelt nyomatékkal a Diesel-motor csak rövid ideig terhelhető. Erre utal az általános ismert megállapítás, hogy a Diesel-motor nem túlterhelhető.

A második figyelembe veendő korlátozás az, hogy a Diesel-motor csak a névleges értékhez közeleső fordulatszámoknál terhelhető számottevő nyomatékkal. Bár a korszerű Diesel-motorokat igyekeznek minél rugalmasabbakká tenni, a teljes fordulatszám $2/3$ -a alatt a mai Diesel-motorok sem alkalmasak komoly nyomaték leadására, álló helyzetben pedig — amint ismeretes — a Diesel-motor egyáltalán nem tud nyomatékot kifejteni. A Diesel-motor állandó — pl. a legnagyobb — töltés mellett a fordulatszám csökkenésével kissé emelkedik, a teljes fordulatszám $2/3$ -a tájékán kb. 10%-os többlettérték mellett maximumát éri el, majd kisebb fordulatszámoknál az elégségtől válik és egy bizonyos határfordulatszám alatt a gyújtásban is zavaros lépnek fel. Ebből azonfelül, hogy a Diesel-motor üzemét 2:3 arányú fordulatszámra kell korlátozni, az is következik, hogy a Diesel-motort álló helyzetből csak úgy lehet megindítani, ha külső hajtóerővel felgyorsítjuk arra a fordulatszámra, amelynél a gyújtás bekövetkezik.

Előnyösen hat vissza ezenfelül a Diesel-motor üzemére, ha részterheléseknél nemcsak a nyomatékot csökkentjük a töltés visszavételével, hanem a fordulatszámot is, mivel a Diesel-motor mechanikus és hőigénybevétele már kis mértékben csökkentett fordulatszámánál is lényegesen kedvezőbbé válik és ezenfelül csökkentett fordulatszám mellett a részterheléshez tartozó fajlagos fogyasztás is kisebb, mint teljes fordulatszámánál. A fordulatszám csökkentésének, amikor ezt a teljesítményigény csökkentése megengedi, különösen az erősen kihasznált járműmotoroknál van jótékony hatása. De nem előnyös a Diesel-motor igénybevétele szempontjából az sem, ha a motort csökkent fordulatszámánál huzamosabb ideig a teljes töltésnek megfelelő nyomatékkal terheljük.

A Diesel-motornak ezek az üzemi tulajdonságai elkerülhetetlenné teszik, hogy a jármű hajtott tengelyei és a Diesel-motor közé erőátviteli berendezést iktassunk. Ennek a berendezésnek elsősorban lehetővé kell tennie a hajtott tengelyeknek a Diesel-motorról való leválasztását, hogy a Diesel-motort álló jármű mellett is meg lehessen indítani és fel lehessen gyorsítani

olyan fordulatszámra, amelyen a Diesel-motor már a teljes nyomatékával terhelhető. Az erőátviteli berendezésnek másodszor módot kell nyújtania arra, hogy a teljes, vagy közel teljes fordulatszámú forgó Diesel-motor az álló, vagy kis sebességgel forgó hajtott tengelyekre nyomatékot fejtsen ki. A harmadik követelmény az erőátviteli berendezéssel szemben, hogy a Diesel-motor megfelelő kihasználását olyan járműsebességek között biztosítsa, amelyeknek arányszáma többszörösét teszi ki a már említett 2:3 aránynak, amely a Diesel-motor használhatóságát határoló legkisebb és legnagyobb fordulatszám viszonyát jellemzi. Lehetővé kell tennie végül az erőátviteli berendezésnek a menetirányváltást, mivel a szabványos kivitelű Diesel-motor csak egy irányban tud járni.

A mechanikus erőátviteli berendezések ezeknek a követelményeknek úgy tesznek eleget, hogy a jármű hajtott tengelyei és a Diesel-motor közé oldható tengelykapcsolót, sebességváltót és menetirányváltót iktatnak. A tengelykapcsolóval először is függetleníteni lehet a Diesel-motort a hajtott tengelyektől abból a célból, hogy a Diesel-motor álló jármű mellett is megindítható és járatható legyen. De a tengelykapcsoló csúsztatás mellett erőátvitelre is be van rendezve, hogy a teljes, vagy közel teljes fordulatszámú forgó Diesel-motor az álló, vagy kis sebességgel forgó hajtott tengelyekre nyomatékot tudjon kifejteni. A sebességváltó többféle áttételnek a Diesel-motor és a hajtott tengelyek közé való beiktatását teszi lehetővé abból a célból, hogy a jármű üzemi sebességsávja minél szélesebbé váljék. A menetirányváltásra végül legtöbbször átkapcsolható fogaskerékrendszer tartalmazó külön készülék szolgál, de össze lehet építeni a menetirányváltót a sebességváltóval is.

A mechanikus sebességváltóval elérhető vonóerő-jellegvonalat a sebesség függvényében az 1. ábra P_m lépcsős görbéje mutatja. Az ábra megszerkesztésénél 600 LE teljesítményű Diesel-motor, 125 km/ó legnagyobb sebesség és öt különböző bekapcsolható áttétel szolgált alapul. Látható, hogy abban az esetben, ha a Diesel-motor fordulatszámát egy-egy sebességi fokozaton belül 2:3 arányban használjuk ki, öt sebességi fokozat a járműnek 16 és 125 km/ó közötti használatát engedi meg. 16 km/ó sebesség alatt megfelelően nagy Diesel-motorfordulatszám biztosítására a tengelykapcsoló csúsztatására van szükség és így a jármű ilyen kis sebességekkel csak a gyorsítás rövid ideje alatt járatható.

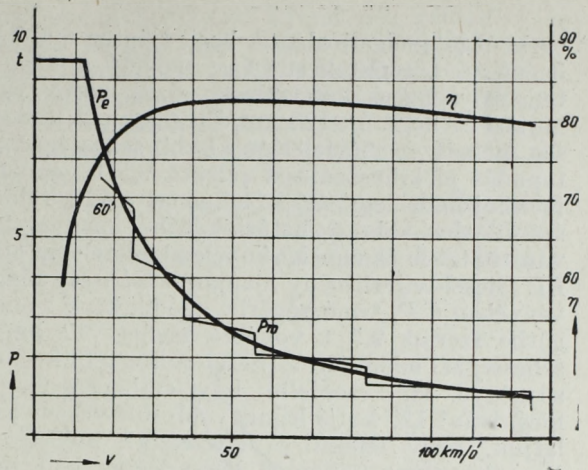
A mechanikus erőátvitel hatásfoka 90%, körül van. A vonógörbe felrajzolásánál ez az érték szolgált alapul.

A mechanikus erőátvitel előnye az egyszerűség, a kis súly és a jó hatások. Hátrányai közül kettőnek van lényeges jelentősége. Ezek egyike az, hogy a jármű felgyorsítása céljából beépített csúsztható tengelykapcsoló üzemileg sokszor nehézségeket okoz és hogy az indító vonóerő a tengelykapcsoló csúsztatásával nem szabályozható elég finoman. A másik fontosabb hátrány, hogy a sebességváltót nagyobb teljesítményekre nehéz üzembiztosan megvalósítani. Ezenfelül kedvezőtlen körülmények a mechanikus erőátvitelnél még a következők: a Diesel-motor csak bizonyos sebességeknél jár a teljes fordulatszámú és teljes teljesítményét csak ennél a kevés számú szinguláris sebességnél fejti ki; azoknál a sebességeknél, amelyeknél a Diesel-motor csökkent fordulatszámmal jár, a Diesel-motor igénybevétele a teljes nyomaték kifejtésekor kedvezőtlen, azoknál a sebességeknél viszont, amelyeknél a Diesel-motor a teljes fordulatszámmal jár, csökkent nyomaték kifejtés esetén lép fel nem kívánatos igénybevétel; a Diesel-motor és a hajtott tengelyek közötti mechanikus erőátvitel sokszor kényelmetlen kötöttségeket eredményez a Diesel-motor elhelyezése, a hajtott tengelyek kijelölése és a hajtott tengelyek számának megválasztása terén.

Az említett előnyök folytán a meckanikus erőátvitel továbbra is szinte egyeduralmat élvez kisebb teljesítményű járműveknél, sőt alkalmazása a nagyobb teljesítmények irányában évről-évre terjeszkedik. De ha a Diesel-motor teljesítménye 600 LE-nél nagyobb, vagy ha nehéz indítási vagy egyéb különleges követelményeknek kell eleget tenni, a felsorolt nehézségekre való tekintettel más erőátviteli módszer alkalmazása kerül előtérbe. Mint alternatív megoldás a hidraulikus és a villamos erőátvitel jön tekintetbe. Ezek közül a jelen ismertetés a villamos-erőátvitellel foglalkozik, amely előnyeinek fogva ma nagyobb teljesítményű Diesel-mozdonyok kizárólagos erőátviteli rendszerre, de széleskörű alkalmazásra találó mozdonyoknál és nagyobb teljesítményű Diesel-motor-kocsiknál is.

A villamos erőátvitel szokásos kivitelénél a Diesel-motor egyenáramú dinamóval van többnyire minden áttétel nélkül, közvetlenül kapcsolva és ez vontatómotorokat táplál, amelyek — általában egyes hajtás mellett — a hajtott tengelyek útján a vonóerőt szolgáltatják. A dinamó szabályozható gerjesztéssel van ellátva a járműsebességnek és a kifejtendő vonóerőnek megfelelő dinamófeszültség beállítására. A motorok a szokásos kiviteleknél soros gerjesztésűek (2. ábra).

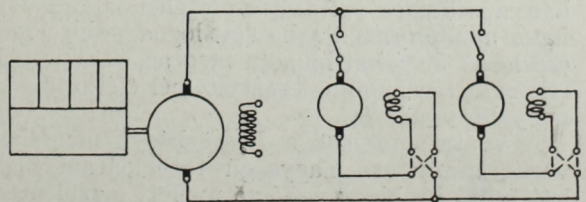
A villamos erőátvitel a Diesel-motorral kapcsolatban felállított követelmények mindegyikének kifogástalanul eleget tesz. A dinamó és a vontatómotorok közötti összeköttetés kapcsolókkal egyszerű módon megszakítható és ebben az állapotban a Diesel-motor megindítható és álló jármű mellett is tetszésszerű fordulatszámmal járatható. A dinamó előnyösen hasz-



1. ábra

nálható fel a Diesel-motornak tárolótelepről való megindítására is. Az áramkör zárása után a motorok által kifejtett vonóerő a dinamó gerjesztésének változtatásával álló és kis sebességgel mozgó jármű mellett is kényelmesen és megbízhatóan szabályozható. A gyorsítás folyamán — és máskor is, ha nagy teljesítménykifejtésre van szükség — a dinamó gerjesztésének megfelelő változtatásával el lehet érni, hogy a Diesel-motor egy bizonyos sebességhatár felett minden sebességen a teljes fordulatszámával járjon és teljes teljesítményére legyen terhelve, és ha a gyorsítás befejezte után a vontatáshoz már csökkent teljesítmény is elegendő, a Diesel-motor és a hajtott tengelyek közötti rugalmas kapcsolat módját nyújt arra, hogy a Diesel-motor teljesítményének csökkentésével egyidejűleg a fordulatszámot is csökkentjük. Így teljes kihasználási lehetőség mellett a Diesel-motor nagy és kisebb terheléseknél egyaránt a legkedvezőbb üzemi körülmények között dolgozik. A menetirány megváltoztatását egyszerű módon a vontatómotorok gerjesztésének „reverzálása” útján lehet végrehajtani. Annak következtében, hogy a Diesel-gépcsoport a vontatómotorokkal csak kábelek útján van összeköttetésben, a tervező teljesen szabadon dönthet a hajtott tengelyek száma és elhelyezése tekintetében. Hátránya viszont a villamos erőátvitelnek a kissé nagyobb súly és a kissé rosszabb hatások.

A villamos erőátviteli berendezés méretezésénél elsősorban arra kell törekedni, hogy a Diesel-motor teljesítménye minél szélesebb sebességhatárok között legyen teljes értékében kihasználható. Az 1. ábrába a villamos erőátvitel jellemző görbéi is be vannak rajzolva és



2. ábra

ezeknél az szolgálta alapul, hogy szintén 600 LE beépített Diesel-teljesítmény mellett a 17,5 t tengelynyomású kerékpárok közül kettő van hajtva és hogy — 125 km/ó legnagyobb sebesség mellett — megfelelően kisebb sebességnél a tapadás jó kihasználását jelentő 9,5 t vonóerő is kifejthető legyen. A villamos erőátvitelnél számításba vehető hatásfokgörbe szintén fel van tüntetve és ennek figyelembevételével 600 LE Diesel-teljesítmény alapján a sebesség függvényében a P_e vonóerőgörbe adódik ki. E vonóerőgörbe szerint 9,5 t vonóerő mellett 12 km/ó sebességnél adódik ki a Diesel-motor teljes teljesítménye. Ha ezenfelül figyelembe vesszük a megkívánt 125 km/ó legnagyobb sebességet, azt látjuk, hogy felállított feltételeink mellett a járműbe olyan villamos berendezést kell beépítenünk, amely a Diesel-motor teljes teljesítményének 1 : 10,4 arányú sebességhatárok közötti kihasználását engedi meg.

Az 1. ábrába berajzolt hatásfokgörbe olyan értékeket tüntet fel, amelyekre korszerű nagyobb villamos erőátviteli berendezéseknél a fogaskerékeszeség betudásával is számítani lehet. E görbe folytonosságát valóságos kiviteleknel lépcsők szakítják meg a motoráramkörben bizonyos sebességeknél végrehajtott átkapcsolások következtében. A lépcsők környékén azonban a hatásfok a görbe szerinti értékektől leginkább fölfelé tér el és így nem követünk el hibát, ha a továbbiak folyamán a felrajzolt folytonos görbét vesszük alapul.

A hatásfok figyelembevételével felrajzolt vonóerőgörbe azt mutatja, hogy a villamos erőátvitel átlagban ugyanolyan vonóerők kifejtését teszi lehetővé, mint a mechanikus erőátvitel. A jobb hatásfok következtében többlet jelentkezik a mechanikus erőátvitel javára azoknál a sebességeknél, amelyeknél mechanikus erőátvitel mellett a Diesel-motor teljes, vagy közel teljes fordulatszámmal jár. Többlet jelentkezik viszont a villamos erőátvitel javára azoknál a sebességeknél, amelyeknél érvényre jut a villamos erőátvitelnél az az előnye, hogy a Diesel-motor minden sebesség mellett a teljes fordulatszámmal járatható.

Példánkban öt sebességi fokozat és egy-egy sebességi fokozaton belül 2 : 3 arányú fordulatszám feltételezése 125 km/ó legnagyobb sebesség mellett mechanikus erőátvitelnél a legnagyobb vonóerőt 6,5 t-ra határozza meg. De azoknál a kis sebességeknél, amelyeknél a tengelykapcsolót csúsztatni kell, ennek a vonóerőnek kifejtése is bizonytalan. Villamos erőátvitelnél viszont a legnagyobb vonóerőt ilyen szempontoktól függetlenül állapíthatjuk meg. Példánkban a villamos erőátvitel esetében a tapadási határ alapján számításba vett legnagyobb vonóerő közel 50%-kal haladja meg az öt sebességi fokozatú mechanikus erőátvitelnél elérhető legnagyobb vonóerőt.

A vontatómotorok a P_e görbének megfelelő vonóerőt változó nagyságú terhelőáram mellett fejtik ki. Nagy vonóerő mellett a szükséges terhelőáram nagy és kisebb vonóerőnél csak

kisebb terhelőáramra van szükség. Észszerűtlen volna a motorokat úgy méretezni, hogy a legnagyobb vonóerőhöz tartozó nagy motorárammal melegezésileg huzamosabb ideig is igénybevehető legyenek, hiszen a legnagyobb vonóerőre még a legnehezebb vontatási körülmények között is csak a gyorsítások aránylag rövid ideje alatt van szükség. A következőkben feltételezzük, hogy példánkban a motorok huzamosabb ideig csak 6 t vonóerőnek megfelelő motorárammal terhelhetők, éspedig hideg állapotból indulva 1 óra hosszat. Ebben az esetben a 6 t vonóerőt a jármű óras vonóerejének és a görbe szerint hozzá tartozó 21 km/ó sebességet az óras sebességnek nevezzük. Korszerű motorok mellett az óras vonóerőnél kb. 10%-kal kisebb vonóerőt a jármű már tetszőlegesen hosszú ideig is ki tud fejteni. Ezt a vonóerőt állandó vonóerőnek nevezzük.

A vontatómotorok méreteit két jellemző adat határozza meg: az óras, vagy esetleg az állandó vonóerő és a legnagyobb sebesség. Az óras vonóerő egyedül azért nem képezheti a méretezés alapját, mivel a motornagyságot elsősorban a megkívánt nyomaték határozza meg, már pedig ugyanolyan óras vonóerőnek különböző áttétel mellett különböző motornyomaték felel meg. Ha viszont a megkívánt legnagyobb járműsebességet is tekintetbe vesszük, ez a megengedhető legnagyobb motorfordulatszám alapján az alkalmazandó áttételt is meghatározza. De az alkalmazandó áttétel számszerű értékével a motornagyság meghatározásakor nem is kell törődnünk. Ha az ismert

$$N = \frac{P \cdot v}{270} \text{ LE}$$

összefüggés alapján az óras vonóerőből és a legnagyobb sebességből teljesítménysorozatot képezzünk, ugyanazt a teljesítménysorozatot kell eredményeznie az

$$N = \frac{M \cdot n}{716} \text{ LE}$$

összefüggés alapján a motor óras nyomatékának és a legnagyobb fordulatszámának. Példánkban a két hajtott tengellyel kapcsolt két motor mindegyikére 3 t óras vonóerő esik, a legnagyobb sebesség pedig 125 km/ó. Ebből $N = 1390 \text{ LE}$. Ha viszont feltételezzük, hogy 125 km/ó sebességnél 2100/perc legnagyobb motorfordulatszámot engedhetünk meg és az áttételt ennek megfelelően választjuk, az óras motornyomatéokra $M = 475 \text{ mkg}$ értéket kapunk.

Az így kiszámított óras nyomaték a motor fő méreteit meghatározza. Az óras nyomaték és a legnagyobb fordulatszám szorzatát pedig a motor típuseljesítményének nevezhetjük, amely jellemző a motor alkalmazhatóságára. Látható, hogy a típuseljesítmény a nyomaték és a fordulatszám olyan értékei alapján adódik ki, amelyek nem lépnek fel egyidejűleg. Ezért a típuseljesítmény többszörösét teszi ki annak az értéknek, amelynek tényleges átvitele egyegy motor feladata. A típuseljesítmény és

a ténylegesen átvendő teljesítmény viszonya jellemző arra, hogy a jármű széles sebességhatárok közötti használhatóságának biztosítására a vontatómotorokat teljesítmény szempontjából milyen mértékben kell a tényleg átvendő teljesítményhez képest túlméretezni. Példánkban egy-egy motornak az óras hatások figyelembevételével 234 LE átvitele a feladata, amely értéknek a típusteljesítmény a felállított követelmények mellett kereken a hatszorosa.

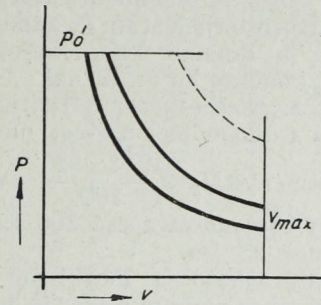
E fogalom jelentőségének további megvilágítására gondoljunk arra, hogy azonos motorokkal oldható meg a feladat akkor is, ha óras vonóerőben 6 t helyett 7,5 t értéket akarunk megvalósítani, de a legnagyobb sebesség 125 km/ó helyett csak 100 km/ó. A típusteljesítmény mindkét esetben ugyanakkorára adódik, de mindjárt látható az is, hogy e módosítás csak az áttétel megfelelő megváltoztatását teszi szükségessé. Ha azonban a nagyobb 7,5 t óras vonóerőt változatlan 125 km/ó sebesség mellett akarjuk megvalósítani, 25%-kal nagyobb típus teljesítményű motorokat kell alkalmaznunk. 25%-kal nagyobb típusteljesítményű motor tervezésénél viszont nem elegendő egyszerűen az óras nyomatékot 25%-kal megnövelni, mivel az így kiadódó nagyobb motornál a legnagyobb fordulatszámot kissé csökkenteni kell, ami az áttétel módosítását teszi szükségessé. A nagyobb motor méreteit azért úgy kell meghatározni, hogy ne a nyomatéka, hanem a csökkent fordulatszámot is tekintetbevevő típusteljesítmény legyen 25%-kal nagyobb: ebben az esetben az áttétel szükségessé vált megváltoztatása ellenére is az előírányzott nyomaték fog rendelkezésre állni.

Megfigyelhettük a vontatómotor típusteljesítményének értelmezésénél, hogy erre az értékre a Diesel-motor teljesítményének nincs befolyása, hiszen az óras pontnál a Diesel-teljesítmény csak azt határozza meg, hogy az óras vonóerőt milyen sebességig lehet kifejteni, a legnagyobb sebességnél pedig csak azt, hogy ilyenkor mekkora a legnagyobb vonóerő, de a vontatómotor típusteljesítményének meghatározásában sem az óras sebesség, sem pedig a legnagyobb sebességhez tartozó vonóerő nem szerepelt. Ez a körülmény azonban a típusteljesítmény jelentőségét semmivel sem csökkentí, mivel az alkalmazandó vontatómotor fő méretei valóban függetlenek attól, hogy az óras vonóerőt a szokásos határon belül milyen sebességig kell kifejteni és hogy a legnagyobb sebességnél mekkora vonóerő kívánatos. A 3. ábrán két jármű vonóerő-görbéje van feltüntetve. Az óras vonóerő és a legnagyobb sebesség mindkét járműnél azonos, de a beépített Diesel-teljesítmény 2:3 arányban áll egymáshoz. A beépített Diesel-teljesítményben fennálló nagy különbség ellenére a járműbe beépítendő vontatómotorok fő méretei azonosak lehetnek, mivel a motorok típus teljesítményére mindkét esetben azonos érték adódik ki.

Ez a megállapítás azonban nem jelenti azt, hogy valamely motor az óras vonóerőt bármely sebességnél és a legnagyobb sebességnél bár-

mely vonóerőt ki tud fejteni. Ha például a 3. ábrába szaggatottan berajzolt vonalnak megfelelő teljesítmény volna a járműbe beépítve, a kommutációs szempontok, de esetleg a melegezési szempontok is szükségessé tehetik, hogy a vontatómotorok fő méreteit is felülvizsgálat alá vegyük.

A vontatómotor jelleggörbéi felvilágosítást nyújtanak arra nézve, hogy valamely kívánt vonóerő kifejtésekor mekkorának kell lenni a



3. ábra

terhelőáramnak. Alapul vett példánkban a vonóerő és a terhelőáram közötti összefüggést a 4. ábra P görbéje mutatja. A terhelőáram viszont a sebesség figyelembevételével meghatározza azt a feszültséget, amelyet a motor kapcsaira kell helyezni ahhoz, hogy a motor az alapulvett terhelőáramot felvegye. E feszültség meghatározására a motor jelleggörbéinek tartalmaznia kell a terhelőáram és a kapocsfeszültség közötti összefüggést valamilyen adott járműsebességnél. Ezt az összefüggést a 4. ábrán az E_v vonal 45 km/ó sebességre adja meg. E görbe figyelembevételével meghatározhatjuk azt is, hogy a terhelőáram és a kapocsfeszültség között milyen összefüggésnek kell fennállania ahhoz, hogy a Diesel-motor minden sebéségen a teljes teljesítményére legyen igénybevéve. Ezt az összefüggést a 4. ábrán az E_r görbe mutatja.

E görbe megszerkesztésének bemutatására ragadjuk ki annak egyik pontját. Meg akarjuk állapítani például az óras vonóerő melletti teljes terheléshez tartozó áramot és feszültséget. Az 1. ábra szerint a 6 t vonóerővel meghatározott óras ponthoz 78% hatásfok tartozik. Ebből az óras sebesség

$$v_0 = \frac{0,78 \times 600 \times 270}{6000} = 21,1 \text{ km/ó}$$

A 4. ábra szerint az egy-egy motorra eső 3 t vonóerő mellett a motoronkénti terhelőáramnak 840 A-nek kell lennie és 45 km/ó sebesség mellett 840 A terhelőáram akkor lép fel, ha a kapocsfeszültség 495 V. A sebesség azonban nem 45 km/ó, hanem 21,1 km/ó. A feszültségnek 45 km/ó-ról 21,1 km/ó-ra való átszámítása annak figyelembevételével történik, hogy a feszültség a sebességgel soros motoroknál állandó terhelőáram mellett lineárisan változik. A lineáris összefüggés együtthatóit meghatározza egyrészt a 45 km/ó és 495 V összetartozó értékpár, másrészt pedig az, hogy a motor belső ellenállásának

ismeretében megállapítható, hogy álló motoroknál 840 A kifejtéséhez 23 V kapcsolófeszültség szükséges. E két összetartozó értékpár alapján a 21,1 km/ó sebességnél szükséges kapcsolófeszültség

$$E_t = (495 - 23) \frac{21,1}{45} + 23 = 244 \text{ V}$$

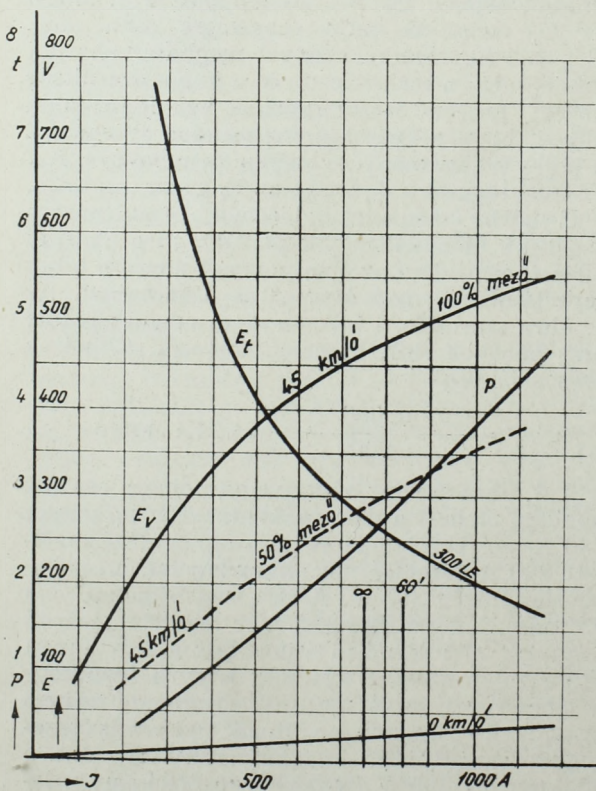
Ez az érték-képezi az E_t feszültség görbéjének a 840 A órás áramhoz tartozó pontját. Több pontnak hasonló módon való kiszámítása után az E_t görbe teljes terjedelmében felrajzolható.

Az összetartozó terhelőáram és kapcsolófeszültség szorzata a dinamó kapocsteljesítményét adja. Ez a dinamó hatásfokának arányában kisebb, mint a Diesel-motor teljesítménye. Az órás pontban a dinamóknak egy-egy motorra eső

$$\text{kapocsteljesítménye } N_k = \frac{244 \times 840}{1000} = 205 \text{ kw,}$$

amely az egy-egy motorra eső 300 LE Diesel-teljesítménynek 93%-a.

De meghatározható a megkívánt kapcsolófeszültség a 4. ábra alapján akkor is, ha a gyorsítás befejezte után nincs már a teljes vonóerő kifejtésére szükség. Tétélezzük fel például, hogy a pályaviszonyok 90 km/ó sebességnél motoronként 0,5 t vonóerő kifejtését kívánják meg. 0,5 t vonóerőnek megfelel a 4. ábra szerint 270 A terhelőáram és ennek 45 km/ó sebességnél 250 V, nulla sebességnél pedig 7,5 V kapcsolófeszültség. Ebből a 0,5 t vonóerőnek 90 km/ó sebességnél való kifejtéséhez szükséges kapcsolófeszültség $E = (250 - 7,5) \frac{90}{45} + 7,5 = 49 = \text{V.}$



4. ábra

Teljesség kedvéért meg kell jegyezni, hogy valamely adott motoráramhoz tartozó vonóerő nem teljesen független a sebességtől, mint ahogy eddig hallgatólagosan feltételeztük, mivel a motor „nyomatékvesztése” a fordulatszám növekedésével szintén növekszik. A P görbe azonban úgy lehet megadva, hogy a kis áramokhoz tartozó értékeknél a nagy sebességekhez tartozó nyomatékvesztéses és a nagy áramokhoz tartozó értékeknél a kis sebességekhez tartozó nyomatékvesztéses van tekintetbe véve. Ebben az esetben gyakorlatilag számbajövő hiba nélkül a legtöbb számításnál úgy kezelhetjük a P görbét, mintha a vonóerő csak a terhelőáram függvénye lenné.

Az 1. és a 4. ábra alapján megrajzolhatjuk a terhelőáram és a kapcsolófeszültség változását a Diesel-teljesítmény teljes kihasználása mellett a sebesség függvényében is. Az 5. ábrán ez az összefüggés a továbbiak szempontjából annak alapulvételével van feltüntetve, hogy az eddigiek folyamán is feltételezett két vontatómotor egymással sorba van kapcsolva. A feszültség- és az áramgörbe egyes pontjai azon az alapon adódnak, hogy az 1. ábra alapján ismerjük az egyes sebességeken kifejtendő vonóerőt, a vonóerő pedig a 4. ábra P és E_t görbéje alapján meghatározza a terhelőáramot és a kapcsolófeszültséget. Az órás pontban például a vonóerő motoronként 3 t, ebből a terhelőáram 840 A és a motorok kapcsolófeszültsége 244 V. Mivel a két motor feltételezésünk szerint egymással sorba van kapcsolva, a dinamóáram ebben az üzempontban szintén 840 A, a dinamó kapcsolófeszültsége viszont 488 V.

A feszültséggörbe alapján láthatjuk, hogy a sebességnek 12 és 125 km/ó értékek közötti, teljes terhelés melletti szabályozásához az szükséges, hogy a dinamó feszültségét 340 és 1530 V között tudjuk változtatni. Megállapíthatjuk ebből elsősorban, hogy a feszültséget csak lényegesen kisebb arányban kell növelni, mint amilyen arányban a sebesség változik. Ez az előnyös hatás a motorok soros jellegvonalának folyamánya.

Ha eltekintünk a veszteségektől, minden egyenáramú motor fordulatszáma a kapcsolófeszültséggel egyenes arányban és a fluxussal fordított arányban változik, soros gerjesztésű motorok fluxusa pedig, ha figyelmen kívül hagyjuk a mágneses telítés hatását is, egyenes arányban változik a termelőárammal. Ilyen megszorítások mellett soros motorokra tehát felírható:

$$n = a \frac{E}{I}$$

Ez az összefüggés qualitative magában foglalja a soros motorok összes ismert jellegvonalbeli tulajdonságát. Kiténik belőle elsősorban is a jellegvonalak alapján ismert ama összefüggés, hogy állandó kapcsolófeszültség mellett a fordulatszám a terhelőárammal fordított arányban változik: nagy terhelőáramnál a fordulatszám erősen csökken és kis terhelőáramnál a motor

megszaladásra hajlamos. Felírható ezenfelül az előbbi összefüggés kis átalakításával, hogy

$$\frac{E \cdot i}{n} = \frac{I^2}{a}$$

amely összefüggés azt fejezi ki, hogy a motor nyomatéka a terhelőáram négyzetével arányosan változik, mivel az $E \cdot I$ teljesítmény és az n fordulatszám hányadosa a motornyomaték mérőszáma. A soros motoroknak ez a tulajdonsága, amely különösen kis áramoknál szembeötlő, ahol a telítettségek még kicsinyek, szintén közismert. További átalakítással felírható végül, hogy

$$\frac{E \cdot I}{n} = a \cdot E^2/n^2$$

vagyis ha a nyomatékkal arányos $E \cdot I/n$ mérőszámot állandó feszültség mellett a fordulatszám függvényében vizsgáljuk, a fordulatszám négyzetével fordítottan arányos összefüggést kapunk. Amikor állandó feszültség mellett történő vontatásnál a vonóerőt a sebesség függvényében rajzoljuk fel, ennek az összefüggésnek megfelelő jellegzetes görbét kapunk.

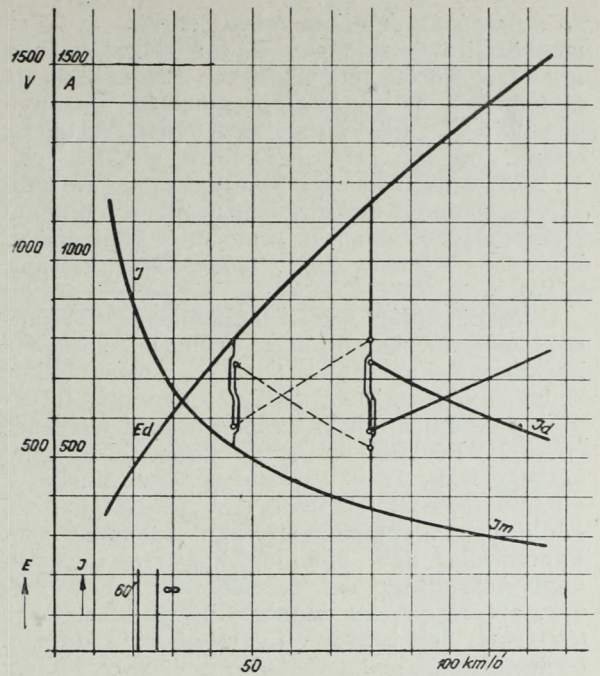
Visszatérve a Diesel-villamos vontatásra, ebben az esetben nem a kapocsfeszültség állandó és ismert, hanem a veszteségek elhanyagolása mellett a $W = E \cdot I$ teljesítményszorzat. I helyébe tehát itt az $I = W/E$ hányadost helyettesíthetjük be:

$$n = a \frac{E^2}{W}$$

és ebből
$$E = \sqrt{\frac{n \cdot W}{a}}$$

vagyis ha a mágneses telítettséget és a veszteségeket nem vesszük figyelembe, állandó teljesítmény mellett a feszültséget a fordulatszámmal, illetve az azzal arányos járműsebességgel gyökösen kell változtatni. Eme összefüggés szerint akkor, amikor a sebesség a példánk szerint 12 és 125 km/ó között, tehát 1:10,4 arányban változik, a feszültséget $1:\sqrt{10,4} = 1:3,2$ arányban kellene növelni. Az 5. ábra szerint a veszteségeknek és a mágneses telítettségnek ebből a szempontból az a hatása, hogy a feszültséget 12 és 125 km/ó sebességek között a valóságban $340:1530 = 1:4,5$ arányban kell növelni, amely arány nagyobb ugyan, mint az elhanyagolásokkal számított 1:3,2 érték, de még mindig lényegesen kisebb, mint a sebességek közötti 1:10,4 viszony.

Láttuk, hogy a jármű széles sebességhatárok közötti használhatóságának biztosítására a vontatómotorokat olyan típusjelölés alapján kell méretezni, amely többszörösét teszi ki a tényleg átvendő teljesítménynek. A dinamónál ugyanez az ok szintén túlméretezést tesz szükségessé, és pedig annak következtében, hogy a sebesség változásával párhuzamosan a feszültséget is változtatni kell. Példánkban a motorok 740 A árammal terhelhetők állandó üzemben és ezzel összhangban a dinamó állandó áramának



5. ábra

is ugyanekkorának kell lenni. A Diesel-motor teljes megterhelésekor a 740 A terhelőáramhoz $560 \text{ V} \times$ kapocsjelölés a hatásfok figyelembevételével összhangban van a Diesel-motor 600 LE teljesítményével. A dinamónak azonban 560 V-on túl 1530 V-ig túlgerjeszhetőnek is kell lenni, hogy 125 km/ó sebességnél is a berendezés teljes kihasználását lehessen elérni. Ennél a nagy feszültségnél ugyan a dinamó terhelőáramára már lényegesen kisebb — példánkban 270 A — a dinamó fő méreteit azonban ismét nem az egyidejűleg fellépő áram- és feszültségérték szabja meg, hanem egyrészt az az áram, amellyel a dinamónak állandó üzemben terhelhetőnek kell lennie, másrészt a legnagyobb feszültség. Példánkban e két érték szorzata 1135 kW, amely 2,73-szorosa a Diesel-motor teljesítményével összhangban lévő 415 kW értéknek. Az állandó áram és a legnagyobb feszültség szorzatát a *dinamó* típusjelölésnek nevezzük.

Hasonlóan, mint ahogy azt a motoroknál láttuk, a dinamó főméretei szempontjából is elsősorban a megkívánt típusjelölés mértékadó, bár mind a kommutáció és a melegezés, mind pedig a gerjesztés tekintetében előnyösen vehető számításba, hogy az állandó áram és a legnagyobb feszültség egyidejűleg sohasem lép fel. A dinamó nagysága szempontjából ezért a továbbiakban a típusjelölést fogjuk jellemzőnek tekinteni.

Bár amint látjuk, a típusjelölés tekintetében a dinamónál is túlméretezésre van szükség, itt a helyzet mégis több tekintetben is kedvezőbb, mint a motoroknál. A motorokat elsősorban is típusjelölés szempontjából ugyanolyan, vagy valamivel még nagyobb arányban kell túlméretezni, mint a sebességek viszonya.

A dinamónál ezzel szemben csak a gyököst megközelítő összefüggést kell a sebesség és a feszültség között megvalósítani. Példánkban az állandó és a legnagyobb sebesség viszonya $26 : 125 = 1 : 4,8$, a feszültséget viszont, amint láttuk, ugyane sebességhatárok mellett csak $1 : 2,73$ arányban kell változtatni. További lényeges könnyítéseket jelent azonban a dinamó szempontjából az is, ha a motorok kapcsolásán bizonyos sebességeknél módosítást hajtunk végre.

Célszerű például a kis sebességeken sorba kapcsolt motorokat egy bizonyos sebesség felett párhuzamosan kapcsolni. Az átkapcsolást akkor kedvező végrehajtani, amikor a gyorsítás folyamán a dinamóáram az állandó áram félértékére csökken. Példánkban ez 80 km/ó sebességnél következik be 1140 V feszültségnél és 370 km A dinamóáramnál. Ha ennél a sebességnél az eddig sorba kapcsolt motorokat párhuzamosan kapcsoljuk, úgy anélkül, hogy a motorok kapocsfeszültsége és terhelőárama megváltoznék, az átkapcsolás után a dinamó feszültsége félértékre, tehát 570 V-ra csökken, a dinamó terhelőárama pedig kétszeres értékre, tehát 740 A-ra emelkedik. Ha tehát az átkapcsolást megfelelő sebességnél hajtjuk végre, a terhelőáram az átkapcsolás után sem emelkedik nagyobb értékre, mint amellyel a dinamó állandó üzemben terhelhető, a feszültség viszont lecsökken és a sebesség további emelkedésekor a feszültség növelését újból egy kisebb értékből kiindulva lehet megkezdeni. Példánkban a párhuzamos átkapcsolás után a feszültséget 125 km/ó legnagyobb sebesség mellett 770 V-ig kell növelni.

A dinamó típusjelöléséből az eredményezte, hogy a dinamónak 1530 V helyett csak 1140 V legnagyobb feszültséget kell szolgáltatnia. Ez az utóbbi feszültség a 740 A állandó árammal szorozva 845 kW típusjelölést határoz meg, amely a Diesel-motor teljesítményével összhangban lévő 415 kW értéknek már csak kb. kétszerese.

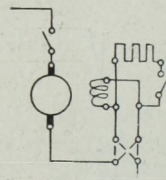
Ha példánkban csak soros-párhuzamos átkapcsolást hajtunk végre, a dinamó feszültségét soros kapcsolás mellett 1140 V-ig, de a párhuzamos kapcsolásban csak 770 V-ig kell növelnünk. A dinamófeszültség kihasználása tehát a kétféle kapcsolásban nem egyforma. Egyenletesebb kihasználást és ezzel párhuzamosan a dinamó nagyság tekintetében további csökkenést tudunk elérni, ha a soros kapcsoláshoz tartozó sebességsávot két részre osztjuk oly módon, hogy a motorokon megfelelő sebességnél megfelelő nagyságú mezőgyengítést hajtunk végre.

Példánk esetében a mezőgyengítést 45 km/ó sebességnél célszerű végrehajtani. Ez úgy történik, hogy a motorok gerjesztésével ellenállást kapcsolunk párhuzamosan, aminek az az eredménye, hogy a terhelőáram egy része erre az ellenállásra terelődik és csak a csökkent maradvék része folyik a gerjesztésen át (6. ábra). A 4. ábra E_v görbéje tekintetében ennek kézen-

fekvő az a hatása, hogy azonos járműsebességnél, illetve motorfordulatszámánál ugyanakkora kapocsfeszültség eléréséhez nagyobb terhelőáramra van szükség, tehát az E_v görbe jobbra eltolódik. A 4. ábrán szaggatottan be van rajzolva a görbe eltolódása kb. 50%-kal gyengített mező esetére, tehát amikor a terhelőáramnak csak a fele folyik a gerjesztésen át, fele pedig párhuzamosan kapcsolt ellenállás segítségével el van terelve.

Amint látható, a mezőgyengítésnek az a hatása, hogy a 45 km/ó sebességhez tartozó új görbe az állandó teljesítményt meghatározó E_v görbével csökkent feszültségnél és megnövekedett áramnál ad metszéspontot. Ha tehát valamely sebességnél mezőgyengítést hajtunk végre, ennek változatlan értéken tartott teljesítmény mellett az az eredménye, hogy a feszültség lecsökken és az áram megnövekszik.

A mezőgyengítés hatása az 5. ábrán a következőképpen jelentkezik. 45 km/ó sebességnél végrehajtott kb. 50%-os mezőgyengítés a feszültséget 800 V-ról 570 V-ra lecsökkenti és a terhelőáramot 520 A-ról 730 A-ra megnöveli. Megfelelő mértékű mezőgyengítés hatására tehát a terhelőáram nem emelkedik nagyobb értékre, mint amellyel a dinamó állandó üzemben terhelhető, a feszültség viszont lecsökken és a sebesség emelkedésekor a feszültség emelését most is egy kisebb értékből kiindulva lehet újból megkezdeni. Példánkban 80 km/ó sebességig,



6. ábra

ahol a párhuzamos átkapcsolást lehet végrehajtani, a feszültség 800 V-ra emelendő.

Látható, hogy a mezőgyengítés közbeiktatásával a teljes sebességsávot három olyan szakaszra lehetett felbontani, amelyek mindegyikében kb. azonos értékű legnagyobb feszültségre van szükség. Ennek eredményeként a legnagyobb feszültség most már csak 800 V és ez a feszültség a 740 A állandó árammal megszorozva, már csak 592 kW típusjelölést határoz meg, amely a Diesel-motor teljesítményével összhangban lévő 415 kW értéket már csak 43%-kal haladja meg.

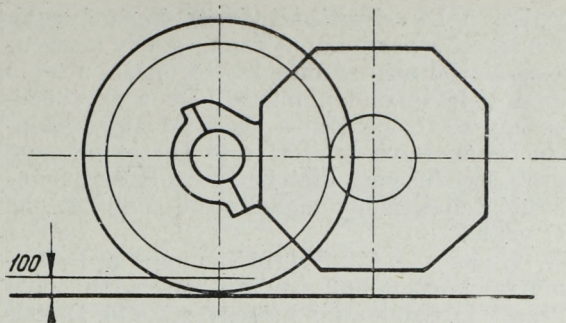
Látjuk, hogy a jármű gépi berendezésének széles sebességhatárok közötti teljes kihasználása a dinamó szempontjából csak mérsékelt túlméretezést tesz szükségessé. Szükség esetén még kisebb túlméretezéssel is megoldható a feladat, ha a motorokon végrehajtott átkapcsolások számát növeljük. Mezőgyengítés közbeiktatásával például a párhuzamos kapcsoláshoz tartozó sebességsáv is két részre bontható és a soros kapcsolásban egyfokozatú mezőgyengítés helyett kétfokozatú alkalmazható. A mező-

gyengítéses fokozatok megnövelése azonban a főáram kapcsolóberendezést nem kívánatos mértékben bonyolulttá teszi és ezért általában meg szoktak elégedni a soros-párhuzamos átkapcsolás és egyfokozatú mezőgyengítés alkalmazásával.

Amikor a sebességhatárok, amelyek között tartós üzemi lehetőséget kell biztosítani, közelebb fekszenek egymáshoz, a soros-párhuzamos átkapcsolást sokszor el is lehet hagyni. Ez például az 5. ábránál alapulvett viszonyok között akkor indokolt, ha a legnagyobb sebesség nem haladja meg a 80 km/ó értéket. De ennél nagyobb sebességeket is el lehet érni anélkül, hogy nagyobb feszültségű dinamót alkalmaznánk, vagy hogy soros-párhuzamos átkapcsolást hajtánánk végre, ha megalkusunk azzal, hogy a gyorsulás 80 km/ó sebesség felett nagyjából állandó feszültséggel, de kissé csökkenő teljesítménnyel folytatódik. 15–20%-os sebességnövelésnek ezzel a módszerrel való végrehajtása még nagyobb mértékű teljesítménycsökkenést nem okoz.

Motorokcsiknál sokszor előfordul az is, hogy a motoráramkörben egyáltalán nem történik átkapcsolás. Ez az egyszerűsítés azonban csak akkor jön tekintetbe, ha a megkívánt állandó sebesség a legnagyobb sebességhez képest aránylag nagyértékű lehet, tehát a megkívánt sebességsáv aránylag szűk. A sebességsáv ebben az esetben is megnyújtható azáltal, hogy a legnagyobb sebesség alatt 15–20%-kal már nem törekszünk a feszültség teljesértékű növelésére és a Diesel-motor maximális kihasználására. Példánkban feszültség szempontjából 43%-kal túlméretezett dinamó, tehát 800 V legnagyobb feszültség mellett a jármű anélkül, hogy a motorokon átkapcsolást hajtánánk végre, 45 km/ó sebességig használható teljes kihasználással, de ha a teljesítmény kis mértékű csökkenésével megalkusunk, a sebesség 55 km/ó értékig növelhető. Az ilyen eljárás jelentőségét akkor látjuk, ha egy gyorsmotorocsi példáját tartjuk szem előtt, amelynél céltalan kisértékű óras sebességre és a tapadás nagymértékű kihasználására törekedni. Ha például az eddigi számításoknál alapul vett 21 km/ó helyett 38 km/ó óras sebességet tartunk megengedhetőnek, ami természetesen csak akkor lehetséges, ha az óras vonóerőt viszont 6 t-tól kb. 3,5 t-ra csökkenthetjük, az 55 km/ó sebesség, ameddig a jármű 43%-kal túlméretezett dinamó mellett használható, kb. 100 km/ó-ra emelkedik.

Ehelyütt kell arról az egyébként már említett ellenkező esetről is néhány szót szólni, amikor nehéz üzemi viszonyokra való tekintettel az óras sebesség csökkentése, illetve az óras vonóerő növelése kívánatos. Ez abban az esetben, ha azonos arányban a legnagyobb sebesség is csökkenthető, első pillantásra minden további nélkül lehetséges és csak az áttétel növelését teszi szükségessé. Az áttétel növelésének azonban egyszeres homlokkerék-áttétel alkalmazása mellett geometriai okokból felső határa van, amelyet az határoz meg, hogy a hazai előírások



7. ábra

szerint a fogaskerékszekrény alsó élének legalább 100 mm magasságban kell lennie a sínfej felett.

Ez a felső határérték, a „legnagyobb áttétel” úgy adódik ki (7. ábra), hogy a hajtott tengelyen elhelyezett nagyfogaskerék osztókörátmérője nem lehet nagyobb annál a méretnél, amely mellett a fogaskerékszekrény alsó éle még 100 mm távolságban van a sinkoronától. A motortengelyen elhelyezett kisfogaskerék osztókörátmérője viszont szilárdsági okokból nem lehet kisebb egy bizonyos méretnél. Az így meghatározott maximális nagykerék méret és minimális kiskerék méret viszonya adja a megvalósítható legnagyobb áttételt.

A 7. ábra alapján mindjárt látható az is, hogy a legnagyobb áttétel csökkentését viszont semmi sem akadályozza: ehhez csak az kell, hogy a nagykerék fogszámát csökkentjük és a kiskerék fogszámát növeljük, és pedig számszerűen lehetőleg ugyanolyan mértékben. Ebben az esetben a nagykerék átmérője kisebb lesz és messzebb kerül a sinkoronától, a kiskerék átmérője pedig megnövekszik. Ha a két kerék fogszámának összege változatlan marad, az áttétel módosítás a tengelytávra sem hat vissza és így az a motoron semmi változtatást sem tesz szükségessé.

A Szovjetunióban érvényes előírások szerint ott a fogaskerékszekrény magasságának legalább 130 mm-nek kell lennie a sinkorona felett. Ezért a legnagyobb áttétel kérdését az exportra szánt járműveknél különös figyelemmel kell tekintetbevenni.

A felsorolt kapcsolási lehetőségek bírálataként rá kell még mutatni arra, hogy kommutáció tekintetében azok a kapcsolások a kedvezőbbek, amelyeknél a motorok mezeje nagy sebességeknél nincs gyengítve. Gyengített gerjesztés ugyanis a forgórész visszahatás folyamányaként a mező nagyobb mértékű eltorzulását okozza, ami nagy motorfordulatszámoknál kommutációs nehézségeket okozhat. Ezért azoknál a kapcsolásoknál, amelyeknél a motorok nagy sebességek mellett gyengített mezővel vannak üzemben, a kommutációt különös gonddal kell felülvizsgálni.

A segédüzemeket, vagy azok egy részét sokszor maga a fő Diesel-motor hajtja. A vonóerő-görbe és az egyéb jellegvonalak megállapításánál

ilyenkor a Diesel-motor teljesítményének csak azt a részét szabad alapul venni, amely a segédüzemi teljesítményszükséglet levonása után a dinamó hajtására fennmarad. De a segédüzemek egy része, például a légsűrítő nincs állandóan bekapcsolva és ezért a fő Diesel-motorról hajtott segédüzemek esetében a vontatásra fennmaradó teljesítmény ingadozását is tekintetbe kell venni.

A villamos erőátvitel fődinamója a Diesel-motortól közvetlenül szokott kapcsolva lenni és ezért fordulatszáma megegyezik a fő Diesel-motoréval. Fordulatszámnövelő áttétel alkalmazásával csak ritkán találkozunk. 600 LE körüli teljesítményeknél a dinamó szempontjából 1000/perc feletti fordulatszám választása kívánatos, de nagyobb teljesítményeknél mind a Diesel-motor, mind pedig a dinamó a fordulatszám csökkentését kívánja meg. 2000 LE körüli Diesel-teljesítménnyel összhangban lévő dinamónál a fordulatszám 750–850/perc értékre választható.

Befejezésül néhány szót kell még szólni a villamos erőátvitel fő gépeinek beépítési lehetőségeiről. A vontatómotorok kb. 1050 mm kerékátmérőig általában marokcsapágyas felfüggesztésűek. Az ilyen kerékátmérőhöz szerkesztett motorok súlya 2600–2800 kg-ot tesz ki és ez a súly még nagy sebességeknél is megengedi, hogy a motor az egyik oldalon rúgózatlanul támaszkodjék a hajtott tengelyre. A Szovjetunió korszerű Diesel-villamos mozdonyai hasonló kerékátmérő és motorsúly mellett kizárólag marokcsapágyas kivitelben készülnek, de ugyanilyen a kivitele az Észak-Amerikában igen nagy számban üzemben lévő Diesel-villamos mozdonyoknak is, bár ezeknek egy részét 150–160 km/ó legnagyobb sebességre is használják. A hazánkban kifejlesztett és kifejlesztés alatt álló Diesel-villamos járműveknél a kerékpárok szintén ilyen méretűek és a motorsúlyok is hasonlóak. Ennek megfelelően e járműveknél is marokcsapágyas motorfelfüggesztés kerül alkalmazásra, amelyet a vasutak egyszerűségénél fogva minden más beépítési móddal szemben

előnyben részesítenek mindaddig, amíg a kerékpárok rúgózatlan tömegének megnövekedése a nagy motorsúly, a rosszkarban lévő vagy túl könnyű felépítmény, vagy a nagy járműsebeség folytán egyéb nehézségek forrásává nem válik. A számpéldánkban alapul vett vontatómotor 1040 mm átmérőjű kerékpárba építhető be és szabványos kivitelében marokcsapágyas motorfelfüggesztéssel van ellátva.

Ha a marokcsapágyas motorfelfüggesztés az említett okok miatt már nem engedhető meg, Diesel-villamos mozdonyokon is azok a felfüggesztési és hajtási módok jönnek tekintetbe, amelyeket hasonló esetekben a felsővezetékes villamos mozdonyoknál alkalmaznak.

Korszerű kiviteleknel a traktációs dinamó a Diesel-motortól szervesen össze van építve. Két kivitel szokásos. Az egyiknél a dinamó a Diesel-motor forgattyúházának nyúlványára van rá szerelve és így a két gép együtt emelhető egységgé válik. Az összeépítés másik, talán még kedvezőbb módja a dinamónak a Diesel-motorra való ráperemezés útján adódik. Ez az utóbbi összeépítés különösen akkor válik előnyössé, ha a dinamónak csak egy csapágya van a kommutátoroldalon és a forgórész a hajtásoldalon a Diesel-motor tengelyvégére támaszkodik. A Szovjetunió gyárai és a hazai gyárak is ezt az összeépítési módot alkalmazzák. A járműbe való be- és kiszerelésnél a gépcsoport e mellett az összeépítési mód mellett is egyetlen gépegységként kezelhető.

IRODALOM

- A. A. Pojdo, O. I. Rudaja : Tyeplovozi.
 Sz. A. Safranovszkij, N. I. Karaljev, N. Z. Pereverzev : Tyeplovozi.
 K. A. Siskin : A. N. Gurevics, A. D. Sztjepanov, E. V. Platonov : Szovjetszkije Tyeplovozi.
 G. Sz. Rülejev, P. K. Krjucer, V. N. Kazakov, B. I. Viljkevics : Eksploatacia Tyeplovozov i Tyeplovoznije Hazjaisztvo.
 Dr. Jüdtmann : Motorzugförderung auf Schienen.
 — Springer, Wien, 1938.
 W. Hinde und M. Hinde : Electric and Diesel-Electric Locomotives. — McMillan, London, 1948.

„Alá kell húzni és tudatosítani kell, hogy népi demokráciánk sikereinek egyik döntő összetevője az a baráti segítség, amelyért nem lehetünk eléggé hálásak a Szovjetunióknak és akitől ez a segítség nem egyszer kiindult, Sztálin elvtársnak. Előrelátható, hogy ez a támogatás a következő években még növekedni fog és öt éves tervünk jó végrehajtásának, egész jövőnk építésének ez a segítség a legbiztosabb záloga.“

(Rákosi Máttyás)

Néhány mértékadó szempont gőzmozdonyaink tervezésénél

V A R J U B É L A

(Befejező közlemény)

d) *Vezérmű.* Egyszerűsége miatt Heusinger — Walschaert belső beömlésű vezérművet választunk. A tolattyúpersely átmérőjét 300 mm szabványátmérőben állapítjuk meg és ezáltal hosszúlökétű, tehát nagysebességű tolattyúvezérlést nyerünk, amely különösen a beömlési szakasz szempontjából kívánatos.

e) *Futómű.* A 2'C2' tengelyberendezés e nagysebességű típusnál a legelőnyösebb megoldás, különösen azért, mert 2 hengerű gépnél a terelőrugóval ellátott forgóaljak jelentékenyen fékezik a kigyózást, amelyet a nagy „vezetett hossz” is mérsékel egyúttal. A kellő erősségű, 6000 kg végerejű terelőrugó *lágyan* terel kanyarulatokban, így pl. egy 600 m sugarú ívben elől csak a forgóalj vezet tulajdonképpen, mert a kedvezően nagy, 10 600 mm-es vezetett hossz miatt mindössze 3720 kg terelőerőt kell a főcsapszegnél kifejteni, ezt a terelőerőt a rugó egyedül kifejti és így az első kapcsolt kerékpár kerékének nem is kell vezetni, amely körülmény 80 km/óra sebességnél nem megvetendő dolog. Hazai viszonyaink miatt nehézséget okoz az, hogy a még nagyszámban üzemben lévő elavult váltók miatt az előli forgóaljnak 80, a hátulsónak 120 mm oldaljátékot kell adni. Ekkora oldaljátékok elől és hátul nagy szerkesztői gondot jelentenek. (A kanyarulati viszonyokat Le Roy módszer szerint vizsgáltuk és Übelackernek „a súrlódó erők egyensúlya a reakcióerőkkel a súrlódási középpont körül” számítási eljárását használtuk.

A mozdony statikailag jó megoldású lesz, mert összesen 4 ponton alátámasztott.

Összefoglalás. Az eredményeket összefoglalva, a gyorsvonatú típusra jellemző a nagyteljesítményű kazán, közép nagyságú gépezeti vonóerő, még a mérsékelt nagyságú tapadási vonóerőnek is aránylag kis kihasználása, a nagy teljesítmény és a kéthengerű kivitel ellenére is csak közép méretű henger és az elől-hátul alkalmazott nagy tengelytávú (2400 mm) kéttengelyű, terelőrugós forgóalj. (2. ábra.)

2. Nehéz gyorstehervonatú mozdony

Második példánkban egy nehéz gyorstehervonatú mozdony számítási elvét mutatjuk be. Kíváncsi vagyok: Egy 2000 t terhelésű tehervonat sík pályán 60 km/óra sebességgel továbbítandó, azonfelül a mozdony 5‰-es emelkedőben 1500 t terhelést 30 km/óra sebességgel vontasson. A pálya 20 t legnagyobb tengelynyomást enged meg. A mozdony távolsági tehervonatú jellegű legyen. Fenti szempontok egybevetésével a kívánalmak csak szerkocsis mozdonyal eléghetőek ki.

Előzetes becslés alapján a mozdony 1'E jellegű ötkapcsolt-kerékpárú kell, hogy legyen,

20 t legnagyobb tengelynyomással, a szerkocsi a nagy szén és vízkészlet miatt öttengelyű.

a) *Vonóerő.* Mozdony súly: 15 t futóteng. súly + 5 · 20 t kapcs. teng. súly = 115 t. Szerkocsisúly 5 · 16 = 80 t. Mozdony és szerkocsi súly: 195 t.

$$e_{\text{mozd}+\text{szerk. 60 km.}} = 2,5 \cdot 195 + 9,4 \cdot 100 + 0,6 \cdot 10 \frac{60 + 12^2}{100} = 1738 \text{ kg.}$$

$$e_{\text{kocsi (gyorstehér) 60 km}} = 3,9 \cdot 2000 = 7800 \text{ kg.}$$

$$e_{\text{össz. 60 km}} = V_{\text{gép}} = 9538 \text{ kg.}$$

$$\text{Lóerőszükséglet: } \frac{9538 \cdot 60 \text{ km/óra}}{270} = 2120 \text{ LE.}$$

5‰-es emelkedőben 1500 t vonatterhelést és 30 km/óra sebességet kívánunk meg.

$$e_{\text{mozd}+\text{szerk. 30 km}} = 2,5 \cdot 195 + 9,4 \cdot 100 + 0,6 \cdot 10 \cdot \frac{30 + 12^2}{100} = 1434 \text{ kg}$$

$$e_{\text{kocsi 30 km.}} = 2,8 \cdot 1500 = 4200 \text{ kg}$$

$$e_{s_{100} \text{ mozd.}+\text{szerk.}+\text{kocsi}} = 5 \cdot 1695 = 8497 \text{ kg}$$

$$e_{\text{össz.}} = V_{\text{gép}} = 14131 \text{ kg}$$

$$\text{Lóerőszükséglet: } \frac{14131 \cdot 30 \text{ km/óra}}{270} = 1570 \text{ LE.}$$

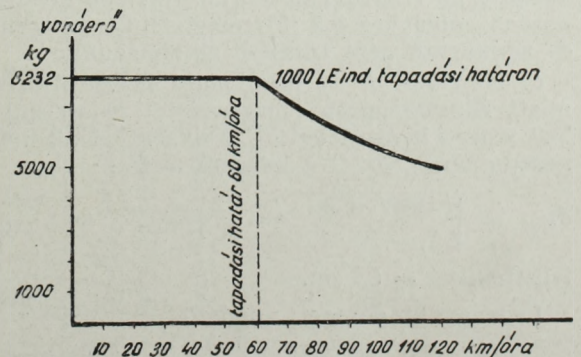
A tapadási vonóerő $V_{\text{tap}} = 0,16 \cdot 100\,000 \cong 16\,000 > 14\,131 \text{ kg}$, tehát biztosítva van a mozdony a megköszörülés ellen.

A 35 km/óra sebességnél elérhető 2120 LE teljesítmény

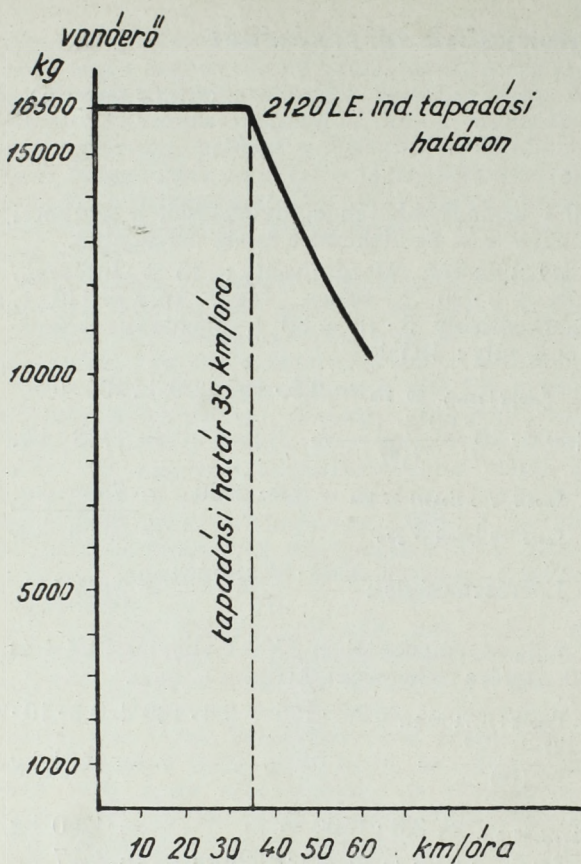
$$\text{LE} = \frac{(V_{\text{tap}} + 0,3 e_{\text{mozd. 35 km}}) \cdot s \text{ km/óra}}{35 \text{ km} \cdot 270}$$

$$s = \frac{2120 \cdot 270}{16\,500} = 35 \text{ km/óra sebességig, tehát a}$$

legnagyobb sebesség 60%-áig elegendő.



2. ábra. 2'C2' jellegű nehéz, szerkocsis gyorsvonatú mozdony vonóerő jellemzője



3. ábra. LE jellegű nehéz, gyorsstehervonatú mozdony vonóerő jellemzője

Látható a számítás menetéből, hogy az 5‰ emelkedő miatt ragaszkodnunk kell az $5 \cdot 20\,000 = 100\,000$ kg tapadási súlyhoz.

b) *Kazán.* Mértékadó a sík pályán szükséges 2120 LE. Kazányomásnak választjuk az 1. példánál felvett 18 légkört.

60 km/óra sebességnél, 1400 mm átmérőjű kapocskerék felvételével, 4,3 ford_{mp}-nél 6,5 kg/LE óra gőzfogyasztás vehető.

$$\begin{aligned} 2120 \cdot 6,5 &= 13\,900 \text{ kg gőz} \\ + 5\% \text{ segédgép} &= 700 \text{ „ „} \\ \hline &14\,600 \text{ kg gőz.} \end{aligned}$$

14 600 : 60 kg/m², kaz. ig. vét ≈ 250 m² ff. Vesszük az 1. példában feltüntetett 250 m² ff-ű kazánt, amelyhez 5,5 m² rostélyfelület tartozik és ugyancsak gépi tüzelést alkalmazunk.

c) *Hajtómű.* A várható nagy hengerátmérő miatt háromhengerű ikergépezetet választunk, 700 mm-es hengerlökettel. Felvehető 24,2 ind. középnyomás, ezzel a hengerátmérő:

$$d_{\text{heng.}} = \sqrt{\frac{140 \cdot 9538}{1,5 \cdot 70 \cdot 4,2}} = \sqrt{2980} = 54,5 \text{ cm,}$$

felkerekítve = 55 cm.

Legnagyobb gépezeti vonóerő

$$V_{\text{gép legn.}} = \frac{0,6 \cdot 18 \cdot 55^2 \cdot 70}{140} \cdot 1,5 = 24\,600 \text{ kg.}$$

d) *Vezérmű.* Választjuk az 1. példánál említett Heusinger—Walschaert vezérművet.

e) *Futómű.* A kis sebesség miatt egyszerű futóművet választunk, elől terelőrugós Adams—Webb futótengelyt, esetleg Krauss—Helmholtz forgóaljat. A nagy vezetett hossz az oldaljátékos hátsótengely kigyózás iránti érzékenységét kiegyenlíti.

Összefoglalás

Jellemzője a nehéz tehervonatú mozdonytípusnak a nagy teljesítményű kazán, a nagy gépezeti vonóerő, a nagy tapadási vonóerő jobb kihasználása és nagyobb hengerméret a fentebb említett, hasonló teljesítményű gyorsvonatú mozdonytípushoz viszonyítva, kis kapocskerék átmérő és egyszerű futómű. (3. ábra.)

3. Nehéz tolatómozdony

Harmadik példánk egy nehéz tolatómozdony méretezését tartalmazza. Kivánalom: Rendezőpályaudvarokon 2000 t vonatterhelést kell 20 km/óra sebességgel és 1300 t vonatterhelést 30 km/óra sebességgel mozgatni, azonfelül 14‰ emelkedésben, gurító szolgálat keretében 690 t súlyú vonatot kell feltolni 20 km/óra sebességgel. A pálya 16,5 t legnagyobb tengelynyomásra engedélyezett.

A mozdony, a mindkét irányban egyforma sebességgel való üzembiztos közlekedtetés biztosítása céljából, célszerűen szertartányos lesz. A nagy szén és vízkészlet, az előrelátható nagy tapadási vonóerőszükséglet és a 16,5 t tengelynyomásra engedélyezett pálya miatt 5 kapocsolt kerékpárt választunk, mert természetesen minden súlyt tapadási célra kell, hogy felhasználjunk.

a) *Vonóerő.* Mozdony súly: $5 \cdot 16,5 = 82,5$ t.

Ellenállások síkpályán, 2000 t terhelésnél, 20 km/óra sebességnél:

$$e_{\text{mozd } 20 \text{ km}} = 2,5 \cdot 82,5 + 9,3 \cdot 82,5 + 0,6 \cdot 10 \frac{(20 + 12)^2}{100} = 1000 \text{ kg}$$

$$e_{\text{kocsi (vegyes) } 20 \text{ km}} = 2,85 \cdot 2000 = 5700 \text{ kg}$$

$$e_{\text{összes}} = 6700 \text{ kg} = V_{\text{gép}}$$

$$\text{Lóerőszükséglet: } \frac{6700 \cdot 20}{270} = 500 \text{ LE.}$$

Ellenállások síkpályán, 1300 t terhelésnél, 30 km/óra sebességnél:

$$e_{\text{mozd } 30 \text{ km}} = 2,5 \cdot 82,5 + 9,3 \cdot 82,5 + 0,6 \cdot 10 \frac{(30 + 12)^2}{100} = 1046 \text{ kg}$$

$$e_{\text{kocsi (vegyes) } 30 \text{ km}} = 2,97 \cdot 1300 = 3850 \text{ kg}$$

$$e_{\text{összes } 30 \text{ km}} = 4896 \text{ kg} = V_{\text{gép}}$$

$$\text{Lóerőszükséglet: } \frac{4896 \cdot 30}{270} = 545 \text{ LE.}$$

Ellenállások 14‰ emelkedésben, 690 t terhelésnél, 20 km/óra sebességnél:

$$\begin{aligned}
 e_{\text{mozd } 20 \text{ km}} &= 1000 \text{ kg} \\
 e_{\text{kocsi (vegyes) } 20 \text{ km}} &= 2,85 \cdot 690 = 1930 \text{ kg} \\
 e_{\text{mozd+kocsi } 140/100 \text{ emelkedési}} &= 14 \cdot 772 = \\
 &= 10800 \text{ kg} \\
 e_{\text{összes } 20 \text{ km } 140/100} &= 13730 \text{ kg} = V_{\text{gép}} \\
 \text{Lóerőszükséglet} &: \frac{13730 \cdot 20}{270} = 1015 \text{ LE.}
 \end{aligned}$$

$V_{\text{tap}} = 0,16 \cdot 82500 = 13150 \approx 13730 \text{ kg}$, mert a legnagyobb emelkedésben megkívánt vonóerővel és homokelással a 0,16 súrlódási tényező még meg is javítható.

b) *Kazán.* Mértékadó az 1015 LE, viszont ez csak átmeneti terhelés, mert a gurítón a 14‰ csak rövid szakaszon van meg. Az erélyes tolató szolgálat nagy töltést kíván meg, úgy, hogy indokolt a túlhevítő alkalmazása a mozdonyon, mert számolhatunk bizonyos túlhevítéssel is. A gazdaságtalan töltésfok miatt 9,5 kg/gőz/LE óra fogyasztással számolhatunk, de egyúttal az időszakos kazánigénybevétel miatt 70 kg kazánterhelést veszünk alapul.

$$\begin{aligned}
 1015_{\text{LE}} \cdot 9,5 &= 9620 \text{ kg gőz} \quad \left| \frac{10100}{70} = 145 \text{ m}^2 \text{ff.} \right. \\
 + 5\% \text{-os segédg.} & \quad \frac{480}{10100} \text{ kg/óra}
 \end{aligned}$$

$$\frac{145}{45} = 3,1 \text{ m}^2 \text{ rostélyfelület.}$$

14 atm.-s kazánnyomást választunk, szabványkazán szempontjából.

Gyors túlhevítés céljából célszerű lesz kis füstcsöves túlhevítőt alkalmazni.

$$\frac{145}{2,5} = 58 \text{ m}^2 \text{ túlhev. ff.}$$

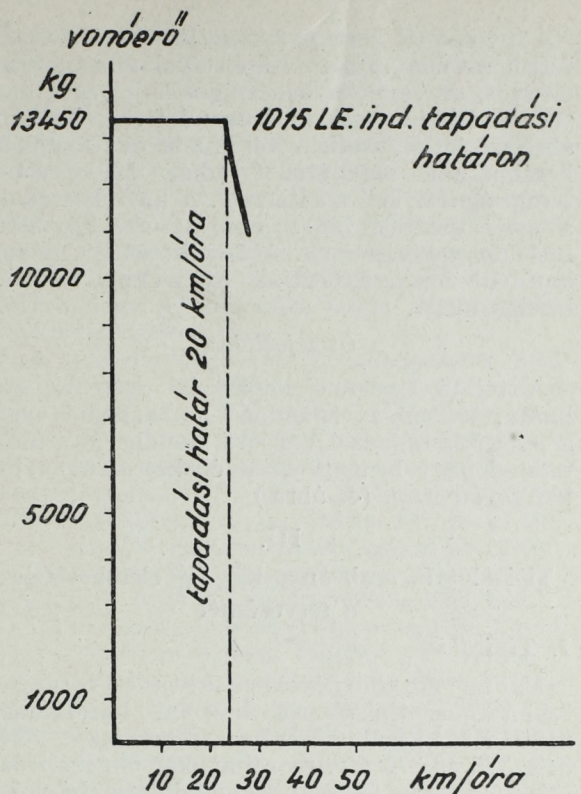
c) *Hajtómű.* A mozdony jellegéből következő nagy tapadási súlyt, a fentebb említett nehéz gyorstehervonatú mozdony gépezeti vonóerejével vetekedő, nagy gépezeti vonóerővel kell összehangba hozni, amely vonóerő azonban a biztos, megköszörülés nélküli tolatás miatt a tapadási vonóerő alatt kell, hogy maradjon. A nagyobb töltés miatt, a 14 atm. kazánnyomású gőz figyelembevételével, 4,2, nagy ind. középnyomással számolhatunk. A hengert a síkvidéki szolgálatra méretezzük, mert a gurító szolgálatnál gazdaságos gőzhengert a gyakorlatilag kivihetetlen nagy átmérő miatt nem alkalmazhatjuk. Természetesen a legnagyobb gépezeti vonóerő elegendő kell, hogy legyen a gurítón megkívánt tolatáshoz is. A kerékátmérőt 1220 mm (szabványátmérő)-re, a löketet 600 mm-re választva, a kéthengerű ikergépnél hengerátmérője

$$d_{\text{heng.}} = \sqrt{\frac{122 \cdot 6700}{60 \cdot 4,2}} \approx 57 \text{ cm.}$$

Ellenőrizzük a hengert a legnagyobb gépezeti vonóerőre is

$$\frac{0,6 \cdot 14 \cdot 57^2 \cdot 60}{122} \text{ értékkel.}$$

A kiadódó 13500 kg gépezeti vonóerő éppen fedezi a gurítón szükséges 13700 kg-ot. A



4. ábra. E jellegű nehéz, tolatómozdony vonóerő jellemzője

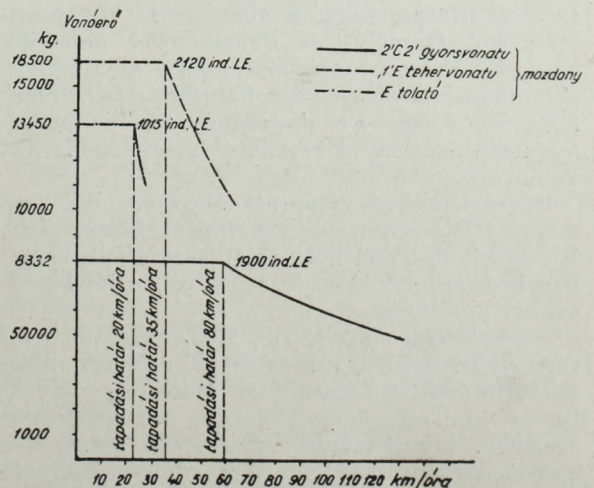
14‰-es emelkedőben a sebességi határ, ameddig a mozdony teljes tapadási súlyát kihasználja:

$$\begin{aligned}
 v_{\text{km}/14\%} &= \frac{\text{LE} \cdot 270}{V_{\text{tap.}} + 0,3 e_{\text{mozd. } 20 \text{ km}}} = \frac{1015 \cdot 270}{13450} \\
 &= 20 \text{ km/óra.}
 \end{aligned}$$

Ez a 30 km/óra sebességnek 66%-a.

d) Választjuk az 1 példánál említett Hausinger—Walschaert vezérművet.

e) *Futómű.* A mozdony, tolató típusából következőleg, kissugarú ívekbe be kell, hogy járjon.



5. ábra. 2'C2' jellegű gyors-, 1'E jellegű, nehéz gyorstehervonatú-, E jellegű nehéz, tolatómozdonyok vonóerő jellemzői

Az öt kapcsolt kerékpár következtében a vezetett hossz nagy. Ez a túllógó súlyok miatt ugyan előnyös, de egyúttal nehézséget is jelent a kis-sugarú ívekbe való bejárás miatt. A beállási ábra szerint legmegfelelőbb lesz az első kapcsolt kerékpárnak oldaljátékot adni, de egyúttal terelőrugót is kell alkalmazni. A kis sebesség és a nagy vezetett hossz mindenesetre egyszerű futóművet kíván csak. A 3-ik kerékpár nyomkarimáit leesztergáltatjuk az ívekbe való jó beállítás miatt.

Összefoglalás

A tolató típusra jellemző az aránylag kis kazán, viszont az állandóan használandó nagy gépezeti és tapadási vonóerő mondhatni aránytalanul nagy hengert és egyéb hajtóműveleteket kíván meg. (4. ábra.)

III.

Tipizálás és szabványosítás figyelembevétele a tervezésnél

1. Tipizálás

Már az 1918 előtti években is lehetett bizonyos tekintetben tipizálásról beszélni hazánkban, mert a MÁV-nál számszámra rendelték a 324, 342, 375 és 376 sor. mozdonyokat, amelyek leszállítása révén lehetett számolni azzal, hogy ha a 100 fajta, néha egy-két egységből álló, elavult sorozatokat selejteznek, idővel némi tipizálás így is kialakul.

Az 1920–1930 évek alatt több elavult mozdonytípus selejtezése megindult és a hatékonyabb tipizálást a MÁV felügyeleti hatósága is napirendre kívánta vettetni, de eredménytelenül. Némi selejtezés után, a második világháború előtt, megállt az ilyen irányú munkálat.

A tipizálást célozta a különben korszerűnek mondható 324, 375 és 376 sor. compound mozdonyok egy részének iker-túlhevítős rendszerűvé való átalakítása 1939 évtől kezdve.

Számottevő kikristályosodási göcot jelentett az, hogy a többféle célra használt 424 sor.-ú mozdony olyan mennyiségben került rendelésre és leszállításra, hogy a középnehéz és középsebességű személy- és gyorsvonatú mozdony kérdése részbeni megoldást nyert, de azzal az állandóan visszatérő megjegyzésünkkel, hogy fenti célra egy 1'D 1' jellegű, 14 t tengelynyomású szerkocsis mozdony megfelelőbb lett volna.

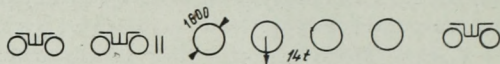
Bevezetőnkben rámutattunk arra, hogy az ország jellege megszabja a típusok körvonalait. Így most már dönthetünk az észszerűen üzemen használható típusok számáról, a jól beváltakból kiindulva.

Jelenleg elegendő 1, 1,5, 2, 3, 4,5, 5,5, 6 m² rostélyfelületekből kiindulni és ezeknek megfelelő fűtőfelületű kazánokat építtetni, melyekhez többfajta futóművű mozdonyosorozat is tarthatik. Így a személyvonatú 424 sor.-ú és a gyorstehervonatú 524 sor.-ú mozdonyoknak ugyanaz a kazánja és gépezete, de a kapcsolt kerékméret különbözősége különválasztja a gazda-

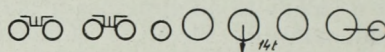
ságos felhasználást. Mint gyorstehervonatú 70 km/óra legnagyobb sebességű mozdonynak elegendő, ha egyszerű, 1'E tengelyrendezésű futóműve van. Ugyanaz a kazán a 424 sor.-úénál nagyobb kapcsolttengelynyomással, erélyesebb indításokat, és mint szertartányos mozdony, elől-hátul forgóaljjal, előre és hátramenet egyenlően jó futást biztosít.

Ilyenképpen van már egy törzstípusból három célszerű típusunk :

1. 200 m² ff. kazán, 4,5 m² rostély.



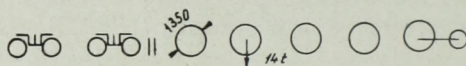
- a) 424 sor. középnehéz személy- és 80 km-es gyorsvonatú célra. Ennek változata:



- b) 424 sor. középnehéz személy- és 90 km-es gyorsvonatú típus, mint jövőbeli lehetőség.

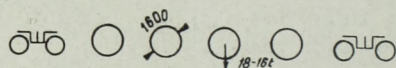
2. 524 sor. nehéz gyorstehervonatú 70 km-es típus.

- 200 m² ff. kazán 4,5 m² rostély.



3. Nehéz helyiszemélyvonatú szertartányos, 90 km-es típus.

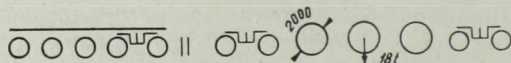
- 200 m² ff. kazán 4,5 m² rostély.



A 303 sor. mozdony szintén törzstípust jelent:

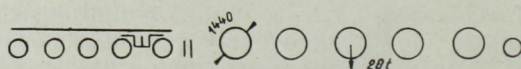
4. 303 sor. nehézgyorssebességű 120 km-es gyorsvonatú típus.

- 250 m² ff. kazán 5,5 m² rostély.



5. 1'E jellegű nagyteljesítményű gyorstehervonatú, 75 km-es típus (jövőbeli lehetőség).

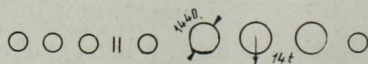
- 250 m² ff. kazán 5,5 m² rostély.



A 324 sor. mozdony tipizálásai :

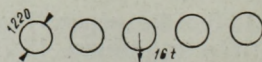
6. 324 sor. könnyű személy- és gyorstehervonatú, 75 km-es típus.

- 150 m² ff. 3 m² rostély.



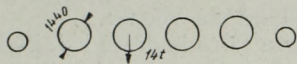
7. 516 sor. nehéz tolató, 50 km-es típus.

- 100 m² ff. (csökkentett) 3 m² rostély f.



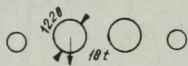
8. 1'D1' jellegű 75 km-es középtípus, vegyes fővasúti és helyiérdekű szolgálatra, szertartányos kivitelben (jövőbeli lehetőség).

150 m² ff., 3 m² rostélyf.



9. 22 sor. könnyű helyiérdekű szolgálatra, 70 km-es típus.

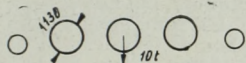
49 m² ff., 1,5 m² rostélyf.



A 375 sor. mint törzstípus:

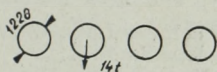
10. 375 sor. helyiérdekű, vegyes szolgálatra, 60 km-es típus.

74 m² ff., 2 m² rostélyf.



11. D jellegű középnehéz, tolató szertartányos, 50 km-es típus (jövőbeli lehetőség).

74 m² ff., 2 m² rostélyf.



E megállapításunk szerint 6 meglévő, 2 tervezés alatt álló és 3 jövőre tekintő típussal korszerű üzemeltetést lehetne vinni.

Figyelembevettük azt, hogy középnehéz és középsebességű gyorsvonatainknak sűrűn meg kell állni és az ehhez szükséges mozdonyok az ország minden számbajöhető vonalán kell, hogy közlekedhessenek (424 sor.) a nehéz helyi személyvonatú típusnak a sűrű indítás miatt nagy tapadási súlyúnak, azonfelül mozgékony-sága miatt, szertartányosnak kell lennie (415 sor.) és ugyancsak aránylag könnyűnek kell lenni az akadálytalan közlekedtetés miatt az 524 sor. gyors-tehervonatú mozdonyoknak. Mint látható, pár bevált típus megfelelő elemeinek felhasználásával az új típusok is összeállíthatók.

Kellő építési munkatervvel tehát könnyen felfrissíthető tekintélyes százalékban elavult járó-műparkunk.

2. Szabványosítás

Az alkatrészszabványosítás nyomokban már évtizedek óta folyik: 1918-ban elvileg leszögezték az armatúrák, kerékpárok, rúgók szabványosítását, de a nagyszámú, elavult típus felfrissítése elmaradt, másrészt az új mozdonytípusok méretei és az alkatrészek olyan erősen változtak, hogy az ebből az időből való szabványalkatrészek főképpen egyes armatúráknál és kerékpárbroncsoknál keletkeztek, amelyek a korszerű mozdonyokra is átjöttek.

A következő, de véglegesen csak az 1930-as években kialakult szabványalkatrész a kellően kikerekített kerékbroncsátmérő. Így a jövőben

a mozdonyoknál új átmérő csak 50 mm-es fokozatokban alkalmazható. Nagy hátrányt jelent az, hogy mozdonyosorozataink zömének olyan kerékpárátmérői vannak, mint pl.: 1826, 1606, 1440, 1220, 1180, 1040. E méretek ugyan mind közel esnek egy kerek mm átmérőhöz, de mégsem annyira, hogy kerek 50, v. 100-as mm-re felkerekítésük ne vonná maga után a kerék-vázak, rúgók, rúgócsavarok és egyéb, szerkesztési szelvénybe ütköző alkatrész cseréjét. Egyelőre a nagy példányszám miatt alkalmazkodni kell a régi méretekhez.

A szabványosításnak terjedelmesebb alkalmazhatósági lehetősége van a hordrúgóknál, közelebbről pl. a 900 · 90 · 13 méretűnél, amely rúgókából sokezer példány van. Viszont a hordrúgókérdés erjedő állapotban van, mert helyes szerkesztési elvből a 0,5 mm fajlagos besüllyedésű rúgók helyett lágyabbak kerülnek újabban kivitelre. Ha a meglévő rúgókat utóbbiakra kellene kicserélni, ugyanolyan feladat előtt állanának, mint a kerékbroncsok esetében.

Több kilátással kecsegtet pl. a tengelyek, csapágycsap szabványosítása. Például a 14. t tengelynyomású, 424 sor. mozdony tengelyeit fel lehet használni a 16 t tengelynyomású 415 sor. mozdony tengelyeiül, de kisebb tengelycsap kopási határral. Mindenesetre felhasználjuk az egész kerékpárt is, mert több előnyt jelent az, hogy egy tartalékalkatrésszel kevesebbet kell tartani, még anyagi áldozat árán is. Ugyanezt mondhatjuk a csapágycsapokra és ágytokokra is, szilárdságilag kisebb igénybevételű mozdonyokon való felhasználás esetén, de itt már számolunk az anyagfelesleggel.

A gépezetnél különösen sok lehetőség van a szabványosításra. Így a 3200 mm hosszú hajtórúd átvonul a 442, 328, 424 sor.-on.

A tolattyúk és dugattyúk, a keresztfejek szintén ilyen számbajöhető alkatrészek. A tolattyútestek és gyűrűk tulajdonképpen már 1918 óta szabványosítottak, de nem minden esetben a legszerencsésebben. Így a 354 mm tolattyúperselyátmérő nem nevezhető éppen kereknek és szükségesnek.

A szerelvények, csövek, csökötések a legjobban szabványosítottak már a kezdet kezdetétől.

Hangsúlyoznunk kell azonban, hogy a szabványosítás nem jár sok esetben azonnali és kézzelfogható anyagtakarékossággal. Már fentebb rámutattunk ilyen esetekre. A szabványosításnak valamilyen területen való megindulása kor elhatározni, hogy a szabványalkatrészeket már a legelső alkalommal, pl. főjavításkor, vagy fővizsgálatkor beépítik, tekintet nélkül a régi alkatrész használható állapotára, nem mindig gazdaságos.

A szabványalkatrészekre való áttérés a régebbi típusú mozdonyoknál nagy szerkesztői és gyártási teljesítőképességet kíván, nagy befektetéssel.

A megtakarítás azután a járóműjavításnál, az alkatrészek tárolásánál, nyilvántartásánál és a tömegben gyártott sorozatalkatrészek előállításánál mutatkozik.

A szabványosítás akkor érezteti hatását, ha bizonyos állandóságot is biztosítunk az alkalmazásnál, például 10 évig nem változtatjuk, még kisebb előnyök dacára sem.

IV.

Gőzmozdonyok szerepe a vasúti vontatásban ma és az elkövetkező években

Ismertetésünk I. fejezetében már rámutatunk arra, és itt is csak megismételhetjük azt, hogy a villamosítás, Diesel-motoros és Diesel-villamos vontatási rendszerek előfeltételei hazánkban még csak most kezdenek kifejlődni.

Belátható időn belül a meglévő mozdonypark korszerűnek nevezhető százalékarányát nem hanyagolhatjuk el, a nemzeti vagyoni észszerű felhasználása miatt. Azonfelül a villamos és Diesel-villamos rendszerek főképpen nagyterhelésű, erélyesen gyorsító vonatoknál, változó lejtésviszonyú, nagy állomásközü és egyvágányú pályákon éreztetik döntő fölényüket.

Így az adott mai helyzeten túlmenően sem fog a gőzmozdonyos vontatásnak a jelentősége csökkenni, különösen ha a korszerű tipizált mozdonyok állandó előnyomulása fokozza a gazdaságosságot. Újlag hangsúlyoznunk kell a gőzmozdonyok olcsóbbságát, igénytelenségét, túlterhelhetőségét, amellyel, esetleg gazdaságosság árán is, a lépésszerűtől a nagy sebességgel képesek vontatni elegyüket. A többi rendszernél az sem hanyagolható el, hogy pl. kis sebességekkel való tartós vontatás műszaki hátrányokkal jár. Azonfelül a gőzmozdonyok anyagának oroszlánrésze közönséges szénacél.

Láthatjuk, nálunk sokkal több természeti kincessel rendelkező és iparilag erősebb országokban, sőt azoknál is, amelyeknél a villamosított, vagy Diesel-villamos üzem már előrehaladottabb állapotban van, hogy a gőzmozdonyfejlesztést állandóan végzik.

A szocialista közlekedésünk fejlődése ki fogja jelölni azokat a területeket, amelyeken mind-egyik rendszer a leggazdaságosabban használható.

A SZÖVEGBEN ELŐFORDULÓ RÖVIDÍTÉSEK:

- s = sebesség km/óra
- △s = sebességpótlék km/óra
- e = mozdony, koeciellenállás kg
- V = vonderő kg
- LE = lóerő
- S = mozdony-, szerkocsi- és koecisúly tonnában
- á = gőzhengerátmérő
- l = hengerlökét
- Á = kapcsoltkerékátmérő
- n = kazánnyomás kg/cm²
- n_{ind k} = indikált középnyomás kg/cm²
- ff = fűtőfelület
- r = rostélyfelület

IRODALOM:

- Jalus – Panszkij – Pavlov : Konztrukcii razcset parovozov.
- dr. Igel : Handbuch des Lokomotivbaues.
- Lokomotive Cyklopedia 1947.
- Meineke : Die Dampflokomotive.
- Sziromjatnikov – Csurikov : Parovozi.
- Közlekedéstudományi Szemle 1951. IX. hó. Kónya:
- A szén és villamosenergia-fogyasztás csökkentése a Magyar Államvasutaknál.
- Glasers Annalen.
- Railway Gazette.
- Revue Generale des Chemins de Fer.

MEGJELENT

Mélyépitéstudományi Szemle

január havi
száma



Kiadja a

KÖZLEKEDÉSI KIADÓ

Budapest, VII., Dob-utca 73.

TARTALOM:

- Fekete András : A mélyépitőipar feladatai az 1953-as tervévben
- Ócsvár Rezső : Munkavédelmi intézkedések az építőipari téli munkákkal kapcsolatban
- Maurer Gyula : Állapítsuk meg munkagépeink egységes és magyaros elnevezését
- Hozzászólások Maurer Gyula „Állapítsuk meg munkagépeink egységes és magyaros elnevezését” c. javaslatához
- Balassa Miklós : Helyes módszerek földmunkagépek termelékenységének növelésére (Első közlemény)
- Kézdí Árpád : Van-e zavartalan talajminta ?
- Szesztay Károly : Grafikonok, vízhozamok közelítő számítására
- Dénes Os-kár és Dénes Emil : Előfeszített vasúti hidak
- Pályázati eredményhirdetés
- Egyesületi hírek

Hajtás miatt fellépő tengelynyomásváltozás vasúti vontató járműveknél

VIZELYI GYÖRGY

(Első közlemény)

Probléma felvetése, fogalmak bevezetése egyszerűsítő feltételek

„Hajtás miatt fellépő tengelynyomásváltozás” cím alatt hajtott tengelyekkel ellátott vasúti járművek, tehát motorkocsik és mozdonyok tengelynyomásaiiban beálló azon változással fogunk foglalkozni, amely a vasúti vontató járművel történő vontatás alkalmával annak egyes tengelyeinél fellép.

A hajtás, illetve a vontatás alkalmával fellépő tengelynyomásváltozás keletkezésének körülményeit, valamint a tengelynyomásváltozás következményeit vizsgáljuk a legegyszerűbb futóművel ellátott első ábrán látható vasúti vontató járműnél.

Mint látjuk, a G súlyú vontató jármű, nyugodalomban T tengelynyomású tengelyeit meghajtó N nyomaték hatására Z_v vonóerőerő és E ellenállás mellett a vizsgált pillanatban \bar{a} gyorsulással vontat. Az M tömegű vontató jármű S súlypontjába a gyorsulás miatt fellépő $M \cdot \bar{a}$ tömegerőt, mint inerciaerőt bevezetve, a rá ható erők egyensúlya statikailag vizsgálható.

$Z = Z_v + M \cdot \bar{a} + E$ vektoregyenlettel bevezetett, h magasságban ható Z eredő vonóerővel, mint vízszintes erővel a sín és abroncs érintkezési pontjában — a hajtás miatt, az N nyomaték hatására — fellépő $Z_1 + Z_2 = Z$ erő tart egyensúlyt. A vízszintes erőrendszer eredője tehát a $Z-Z$ erópár, vagyis a $-Z \cdot h$ nyomaték.

Egyensúly tehát csak akkor van, ha a függőleges súlyerőrendszernek az eredője $-Z \cdot h$ nyomatékkal egyensúlyt tartó: $G \cdot x$ erópár.

A nyugalmi T tengelynyomásoknak tehát olyan T_1 ill. T_2 értékre kell változniuk, amelyeknek G eredője az S súlypont mögött x -függőlegesen hat. Így a mellső tengely tengelynyomása $T_1 = T - \Delta T_1$ értékre csökken, a hátsó tengely tengelynyomása $T_2 = T + \Delta T_2$ értékre nő, amelyekre a következő feltételnek kell állnia:

$$G = T_1 + T_2 = T - \Delta T_1 + T + \Delta T_2 = 2T + (\Delta T_2 - \Delta T_1)$$

$$Z \cdot h = G \cdot x = T_2 \cdot l/2 - T_1 \cdot l/2 = (T_2 - T_1) \cdot l/2 = (\Delta T_1 + \Delta T_2) \cdot l/2.$$

Tekintettel a nyugalmi feltételre: $G = 2T$ első egyenletből: $(\Delta T_2 - \Delta T_1) = 0 \dots \dots \dots$

$$\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T,$$

így a második egyenletből: $Z \cdot h = \Delta T \cdot l.$

Vagyis vontatás alkalmával a vízszintes erőrendszer $Z \cdot h$ eredőnyomatéka miatt az eredeti (nyugalmi) tengelynyomások olyan $\pm \Delta T$ értékkel változnak, amelyekkel képviselt

$\Delta T - \Delta T$ erópár nyomatéka $Z \cdot h$ nyomatékkal egyensúlyt tart.

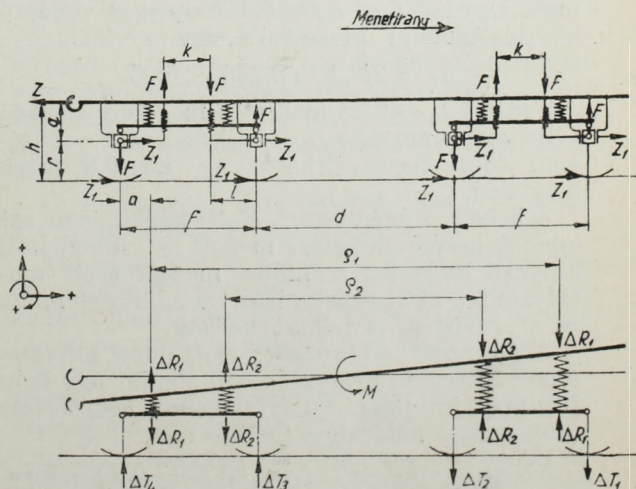
Tehát a tengelynyomásváltozás értéke Z eredő vonóerő esetén:

$$\Delta T = Z \cdot h/l \quad 1.$$

A vontatás miatt fellépő tengelynyomásváltozásról — általában — az azonos felépítésű, tehát egyenlő teljesítményű hajtó berendezés nem veszt tudomást, hanem minden hajtott tengelyt ugyanazzal az N nyomatékkal hajt. Ennek következtében a kerékarimákon ébredő vonóerők egyenlők: $Z_1 = Z_2$. Az egy kerékpár kerületén ható Z_1 vonóerő kifejlődéséhez a kerék és sín között szükséges súrlódási tényező értéke:

$$\mu_1 = \frac{Z_1}{T - \Delta T} \quad \mu_2 = \frac{Z_1}{T + \Delta T}$$

tehát különböző: $\mu_1 > \mu_2$. A Z_1 vonóerő azonban csak akkor fejthető ki, ha a sín és abroncs közötti μ_0 nyugvó súrlódási tényezőnél μ_1 értéke kisebb. A vontató jármű gyorsításának fokozásával, tehát Z_1 emelésével elérkezünk a $\mu_1 = \mu_0$ határhelyezethez, amelyen felül a vonóerő nem növelhető. Z_1 további növelése esetén ugyanis pl. a felvázolt vontató járművünk első kerékpárja megcsúszik, köszörülni fog, míg $\mu_2 \leq \mu_0$ feltétel miatt a hátsó kerékpár tovább vontat, azonban általában nem sokáig. Az első kerékpár megcsúszása miatt ugyanis a vonóerő — és ezzel a billentő nyomaték — erőteljesen lecsökken, sőt negatív irányba csaphat át (a vonat a mozdonyra fut), aminek következtében a hátsó tengely tengelynyomása az előbbi értékhez képest lecsökken, és a hátsó hajtott tengely is megcsúszik.



1. ábra

Az elmondottakból az következik, hogy a Z_1 vonóerőt csak $\mu_1 \leq \mu_0$ határértékig lehet — a megcsúszás veszélye nélkül — emelni, amely mellett esetünkben a vontató jármű legnagyobb vonóereje a fellépő T tengelynyomásváltozás miatt:

$$Z = Z_1 + Z_2 = 2 \cdot \mu_0 \cdot (T - \Delta T).$$

Ha a hajtás miatt fellépő tengelynyomásváltozás: $\Delta T = 0$ lenne, vagyis a T nyugalmi tengelynyomás üzem közben sem változna, a legnagyobb — tengelynyomással biztosított — vonóerő értéke lenne:

$$Z_0 = 2 \cdot \mu_0 \cdot T$$

$\varepsilon = Z/Z_0$ viszonyszámot *kihasználási tényezőnek* nevezzük, amelynek értéke a fentiek szerint:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \mu_0 \cdot (T - \Delta T)}{2 \cdot \mu_0 \cdot T} = 1 - \Delta T/T \quad 2.$$

A *kihasználási tényező* tehát az a viszonyszám, amely megmutatja, hogy a mozdony súrlódó (tapadó) súlyából számítható vonóerő hányadrésze hasznosítható vontatáskor.

Nagyságrendi vizsgálat céljából legyen:

$$T = 10 \text{ t}, \mu_0 = 0,25, t = 2,5 \text{ m}, h = 1 \text{ m}.$$

Vagyis: $Z_0 = 20 \cdot 0,25 = 5 \text{ t}$, tehát:

$$\Delta T = 5/2,5 = 2 \text{ t}, T_1 = 8 \text{ t}, T_2 = 12 \text{ t}, \\ \varepsilon = 1 - 2/10 = 0,8.$$

A valóságban azonban a 20%-os, vagyis a 2 t tengelynyomáscsökkenés csak akkor jöhet létre, ha a tényleges súrlódási viszonyok lehetővé teszik:

$$\mu_0 \geq \mu_1 = 2,5/8 = 0,313$$

súrlódási tényező kifejlődését. Márpedig feltételünk szerint ($\mu_0 = 0,25$) ez nem lehetséges, így az első kerékpár köszörülni fog, vagyis a $\Delta T = 2 \text{ t}$ tengelynyomáscsökkenés $\mu_0 = 0,25$ esetén üzemszerűen fel sem léphet. Ebből viszont az következik, hogy a kiszámított ε — érték nem fedi a *kihasználási tényező* megadott fogalmát. Ugyanis: $\varepsilon \cdot Z_0 = 4 \text{ t}$ tényleges vonóerő kifejtés esetén: $\Delta T = 1,6 \text{ t}$, így:

$$\mu_1 = 2/8,4 = 0,238 < 0,25.$$

Tehát: $\mu_0 = 0,25$ mellett a mozdony súrlódó súlyából számítható $Z = 5 \text{ t}$ vonóerő $\varepsilon = 80\%$ -ánál több hasznosítható. Az $\varepsilon = 0,8$ érték helytelen.

A helyesen felépített 2. alatti képlet és az azt követő helyes definíció mellett a *kihasználási tényező* helytelen számítási módját azért mutattam be, mert ezzel a hibával az irodalomban és a praxisban is találkozhatunk.

A *kihasználási tényező* 2. alatt adott kifejezésének félre nem magyarázható alakját úgy kapjuk meg, ha abba ΔT értékének a megcsúszás (köszörülés) határához tartozó:

$\Delta T = Z \cdot h/t = 2 \cdot \mu_0 \cdot (T - \Delta T) \cdot h/t$ egyenlethől nyerhető:

$$\Delta T = \frac{2 \cdot \mu_0 \cdot h \cdot T}{t + 2 \cdot \mu_0 \cdot h}$$

kifejezést helyettesítjük be:

$$\varepsilon_0 = 1 - \frac{2 \cdot \mu_0 \cdot h}{t + 2 \cdot \mu_0 \cdot h} \quad 3.$$

A 3. egyenlettel megadott *kihasználási tényező* tehát egyértelműen megadja azt a számot, amely adott súrlódási viszonyok: μ_0 mellett szolgáltatja a kifejthető tényleges vonóerőnek és a súrlódó súlyból számítható elméleti — $\Delta T = 0$ mellett fellépő — vonóerőnek a viszonyát.

A felvett számpéldánk adatai szerint tehát:

$$\varepsilon_0 = 1 - 0,167 = 0,833 > \varepsilon = 0,8.$$

A *kihasználási tényező* 3. alatti kifejezése természetesen egyelőre csak két hajtott — nyugalomban egyenlő tengelynyomású — vasúti vontató járműre vonatkozik, amely kifejezés azonban — mint látni fogjuk — könnyen általánosítható. A *kihasználási tényező* 2. alatti kifejezése viszont bármely tengelyrendezés esetén értelmezhető, csupán az az általánosítás szükséges, hogy a benne szereplő ΔT a hajtás miatt fellépő legnagyobb tengelynyomáscsökkenés értéke.

A *kihasználási tényező* 2. alatt megadott ε kifejezése éppen ezért általában sokkal célszerűbb a viszonyok vizsgálatára. Tulajdonképpen ε és ε_0 között az a különbség, hogy ε adott és kifejthető Z vonóerő mellett számítható tengelynyomásváltozásból nyerhető, ε_0 viszont adott μ_0 súrlódási tényező mellett üzemszerűen kifejthető legnagyobb vonóerőből számított tengelynyomásváltozásból van felépítve. Jóllehet a tengelynyomásváltozás befolyását vontatási szempontból szigorúan ε_0 fejezi ki, a könnyebb alkalmazhatóság miatt az összehasonlításokra éppen úgy megfelelő ε kifejezéssel fogunk számolni. Természetesen a relatív vizsgálatok után a *kihasználási tényező* pontos értékét ε_0 -t is meg kell határozni.

A 3. alatti kifejezés számos értékes következtetésre ad lehetőséget:

a) A *kihasználási tényező* független a nyugalmi T tengelynyomástól.

b) Minél kisebb a μ_0 , annál nagyobb az ε_0 , vagyis: nedves időjárás esetén a tengelynyomásváltozás vonóerőre gyakorolt befolyása lényegesen kisebb. Pl. $\mu_0 = 0,1$ esetén feladatunknál: $\varepsilon_0 = 1 - 0,074 = 0,926$.

Olyan mozdonynál, ahol a hajtónyomaték változása miatt csak kisebb μ_0 tényezővel lehet számolni, vagyis pl. hajtó és kapcsoló rudakkal hajtott mozdonyoknál (gőzmozdony) a tengelynyomásváltozás vonóerőre való befolyása szintén kisebb. A kapcsolt tengelyek tengelynyomásváltozásának vizsgálata annál is inkább mellőzhető, mert azok szokás szerint egy, vagy két csoportban hímákkal kiegyenlített rendszert alkotnak, amelyekben belül a tengelynyomás-

változás is — bizonyos fokú — kiegyenlítést nyer.

c) Minél nagyobb a t tengelytávolság, annál nagyobb az ε_0 , vagyis nagy tengelytávolságban lévő (csoportosított) hajtótengelyrendezés — pl. motorkocsik — esetén a tengelynyomás-változás befolyása a vonóerőre gyakorlatilag elhanyagolható. Pl. a $t = 12$ m esetén ($\mu_0 = 0,25$): $\varepsilon_0 = 0,96$.

d) Minél alacsonyabban fekszik a vonóhorog és a mozdony súlypontja, annál nagyobb ε_0 értéke.

Marokcsapágyas motorokkal hajtott, aránylag kis átmérőjű kerekek esetén a mozdony súlyponti magassága, valamint az E ellenállás eredője jó megközelítéssel a vonóhorog síkjában van: azaz ezeknél a típusoknál: $h (=) h_0$.

e) A sebesség növekedésével a vonóerő értéke csökken és vele a tengelynyomás-változás nagysága is, vagyis a kihasználási tényező nő. Tehát a kihasználási tényező vonóerőre gyakorolt intenzív csökkentő befolyása elsősorban indításnál és kisebb sebességnél — a súrlódó (tapadó) súly által meghatározott határsebességig — figyelemreméltó.

Az elmondottak alapján tehát további számításainkban a következő feltételeket vezetjük be:

1. Az eredő Z vonóerő síkját a vonóhorog síkjával összeesőnek tételezzük fel: $h = h_0$. Ezt az üzemi állapotot a mozdony függőleges súlyponti távolságától függetlenül — pl. $V = 10$ km/óra = konst. sebesség mellett történő vontatás igen jó megközelítéssel fedi.

2. Azt, hogy a vontatáskor fellépő mozdonybillenés h értékét igen kis mértékben módosítja, figyelmen kívül hagyjuk.

3. Vizsgálatainknál a mozdony súlyát csak a vonóerő kiszámításánál vesszük figyelembe, a tengelynyomás-változás, ΔT kiszámításánál — mivel ez független a T nyugalmi tengelynyomástól — a súlyerő figyelmen kívül hagyható, vagyis a tengelynyomás-változás számításoknál a futómű felépítésének ismeretén kívül h és Z ismerete segítségével a tengelynyomás-változás egyértelműen meghatározható.

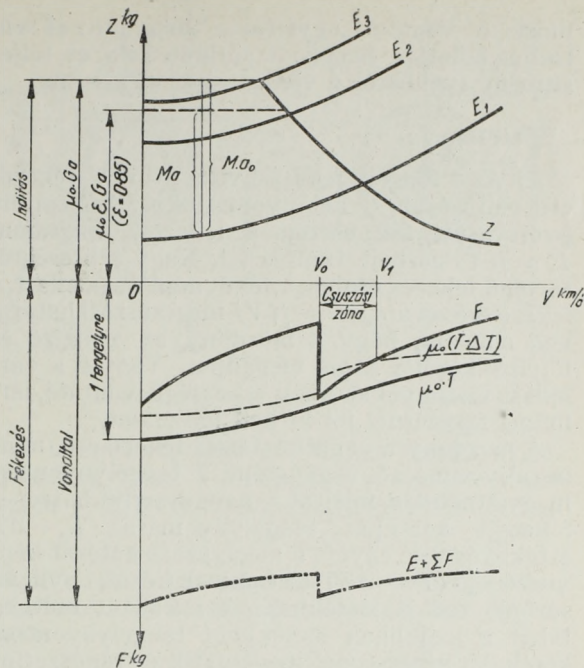
Üzemi vizsgálat

Üzemi (vontatási) vizsgálat keretében megállapítjuk a hajtás miatt fellépő tengelynyomás-változásnak a mozdony üzemére (vontatásra) való befolyását. Ennek keretében megállapítjuk azokat az üzemi viszonyokat, vontatási feltételeket, amelyek mellett a hajtás miatt fellépő tengelynyomás-változás üzem közben komoly hátrányt jelent.

Vizsgálatainkhoz az alábbi diagramban vegyük fel egy vasúti vontató jármű jelleg-görbét:

$Z = f(V)$ vonóerőgörbét,

$F = f(V)$ fékező erő-görbét gyorsvasúti fék esetén.



2. ábra

Ahol:

Z a mozdony kerékarimán fellépő vonóerő kg.

F a mozdony kerékarimáin fellépő fékezőerő kg.

V a mozdony haladási sebessége km/óra.

E a mozdony és vonat együttes ellenállása kg.

G_a a mozdony súrlódó súlya nyugalomban.

$\varepsilon \cdot G_a$ mozdony hatásos súrlódó súlya ε kihasználási tényező esetében.

$\mu_0 \cdot T$ súrlódó erő változása $T = \text{konst.}$ esetén

$\mu_0 \cdot (T - \Delta T)$ súrlódó erő változása ΔT tengelynyomás-csökkenés esetén.

Indításnál az ε kihasználási tényező, vagyis a hajtás miatt fellépő tengelynyomás-változás miatt:

a) E_1 összellenállást szolgáltató kisebb vonatsúly esetén a mozdony gyorsítására fordítható ($\mu_0 \varepsilon \cdot G_a - E_1$) ordinátával jellemzett vonóerőtöbblet (gyorsítóerő) és a tengelynyomás-változás figyelembevétele nélkül számítható ($\mu_0 G_a - E_1$) gyorsító erő viszonya jóval kedvezőbb, mint:

b) E_2 nagyobb összellenállás esetén, ahol ez a viszony a rajz szerint kb. 0,5.

Abban az esetben tehát, ha a vonatellenállás, akár a vonat nagysága, akár a pálya nagy emelkedése miatt jelentős, a hajlás miatt fellépő tengelynyomás-változás az a gyorsítást lényegesen lecsökkenti és vele együtt a nagy ellenállású szerelvény gyorsításához tartozó menetidőt esetleg kétszeresére is növelheti.

c) Igen nagy E_3 ellenállással jellemzett hajtárterhelés mellett pedig a hajtás miatt fellépő tengelynyomás-változás következtében a moz-

dony a vonatot egyáltalán megindítani sem tudja, holott a beépített súrlódó súly és teljesítmény (vonóerő) a vontatáshoz elég lenne.

Fékezésnél:

a) Az 1 tengely fékezési viszonyait — fékezőerő változását — két nyomásfokozattal épített gyorsvasúti fék esetén a fékezési diagramm $F = f(V)$ görbéje tünteti fel. Nagy sebességről történő fékezés esetén, a fékút adottsága miatt, a fékező erővel a $\mu_0 \cdot T = f(V)$ megcsúszási határig kell elmenni, hogy a mozdony az előjelző és főjelző közötti úton megálljon. Vagyis a súrlódási viszonyokat nagy sebességű vontató járműnél fékezésnél jól ki kell használni.

A mozdonyra vonatkoztatott fékező erő, mint negatív vonóerő, a nyugalmi T tengelynyomást megváltoztatja, miáltal — a rendszerint hátsó — fékezett kerékpár tengelynyomása $T - \Delta T$ értékre és vele együtt a megcsúszás határát képviselő $\mu_0 \cdot (T - \Delta T)$ sín és kerék közötti nyugvó súrlódó erő is lecsökken. A felrajzolt esetben tehát a legjobban lecsökkent tengelynyomású kerék V_1 sebességnél megcsúszik és rendszerint $V = 0$ sebességig, vagy legjobb esetben V_0 határsebességig csúszni is fog feltéve, hogy a mozdonyvezető közben nem old. Ha a mozdonyt ettől a veszélytől — a kerékklaposodástól — meg akarjuk kímélni, a tengelynyomásváltozás befolyását már a fék megtervezésénél figyelembe kell venni, és vagy az egész vasúti vontató jármű fékszázalékát egyöntetűen csökkenteni kell, vagy csak azoknál a kerékpároknál kell a fékszázalékot csökkenteni, amelyeknél a tengelynyomásváltozás nagy. Természetesen ezen utóbbi esetben is a mozdonyra vonatkoztatott fékszázalék csökken, vagyis a fékút nő.

Határesetben előfordulhat tehát, hogy a fékezés miatt fellépő tengelynyomásváltozás fékezésnél vagy megcsúsztatja valamelyik kereket, vagy figyelembevétele esetén a mozdony 1000 m-en belül megállni — gépmenetben, vagy 1–2 kocsis vontatása esetén — nem tud.

b) Vonattal együtt történő fékezés esetén a fékező erő nagyobb százalékát a vonatfék és a vonat ellenállás szolgáltatja, tehát a megcsúszás veszélye miatt kissé lecsökkentett mozdonyfékszázalék a fékutat ebben az esetben jelentősen nem befolyásolja. — Illetve a megcsúszás elkerülése érdekében a mozdony és vonat együttes fékezése alkalmával a mozdony fékező ereje — oldással — inkább csökkenthető a fékút jelentősebb hosszabbodása nélkül, mint gépmenetben.

Vasúti vontató járműtípus megnevezése

Az előző két fejezetben leírt mechanikai és vontatási vizsgálat alapján pontosan megnevezhetjük azokat a vasúti vontató járműtípusokat, amelyeknél a hajtás miatt fellépő tengelynyomásváltozást, tervezésnél első sorban figyelembe kell venni. Az elmondottakból megállapíthatjuk, hogy a fékezésnél, mint negatív hajtásnál fel-

lépő tengelynyomásváltozás általában más vontató járműnél, ill. más vontatási feltétel mellett okoz vontatási zavart. A teljesség kedvéért külön-külön emeljük ki azokat a vasúti vontató járműveket, amelyeknél indításnál, ill. amelyeknél fékezésnél okoz hátrányos üzemi tulajdonságot a fellépő tengelynyomásváltozás.

Megállapítjuk tehát, hogy:

1. *Motorkocsiknál* a hajtott kerekek, ill. kerékcsoportok nagy távolsága (t) következtében a \pm vonóerő miatt fellépő tengelynyomásváltozás aggodalomra rendszerint okot nem ad.
2. *Gőzmozdonyoknál*, vagy általában csoportosan, rudak összeköttetése útján hajtott kerekekkel ellátott vasúti vontató járműveknél a kiegyenlítőlen hajtás ($\mu_0 = 0,16$) miatt, továbbá a kapcsolórudak megcsúszást gátló hatása, valamint a kiegyenlített kapcsolt kerékcsoportok miatt a tengelynyomásváltozás figyelemmel kísérése csak a fékezett futókerekekre indokolt.
3. Viszont mind az indításnál, mind a fékezésnél fellépő tengelynyomásváltozás vizsgálata és annak csökkentésére való törekvés egyedenkénti tengelyhajtású mozdonyoknál, vagyis elsősorban *villamos és Diesel-villamos mozdonyoknál* indokolt, mert különösen kis teherbíró képességű pályára készült mozdonyoknál t aránylag kicsi, a tengely hajtása pedig egyenletes és így μ_0 értéke nagy. Mégpedig:

a) *Gyorsításnál* (hajtásnál) fellépő tengelynyomásváltozás csökkentése akkor elengedhetetlen, ha a mozdony nagy ellenállású (súly, vagy a pálya miatt) terhelések vontatására készül. Vagyis tehervonati-, tolató-, univerzális és hegyi pályán vontató mozdonyok esetén.

b) *Fékezésnél* fellépő tengelynyomásváltozás csökkentése pedig akkor elengedhetetlen, ha a mozdony nagysebességű, legnagyobb üzemi sebessége pl. 125 km/óra felett van, és ugyanakkor könnyű gyorsvonatok továbbítását végzi.

Mi elsősorban a 3. a) alatt megnevezett típusoknál a hajtás miatt fellépő tengelynyomásváltozást és annak csökkentési, ill. kiküszöbölési módjait tesszük vizsgálat tárgyává, annál is inkább, mert ennek a komplikáltabb vizsgálatnak az analógiájára a fékezés miatt fellépő tengelynyomásváltozás számítása is könnyen elvégezhető.

Tengelynyomásváltozás és hajtási mód közötti kapcsolat

Nagyvasúti, egyedenként egy-egy azonos teljesítményű villamos motorral hajtott, tengelyekkel ellátott mozdonyoknál a hajtó motorok beépítése, vagy teljesen rúgózott, vagy félig rúgózott.

a) Előbbi esetben a hajtó motor a rúgózott mozdonyrészre van felerősítve, a hajtás flexibilis, amely lehetővé teszi a rúgózatlan kerékpár relatív elmozdulását (lásd 3. ábra). Ilyen hajtás — nagyvasúti mozdonynál — pl. a Westinghouse-féle, a Sécheron-féle meghajtás.

b) Utóbbi esetben a hajtó motor részben rúgózatlan, részben rúgózott mozdonyrészre támaszkodik. Ilyen hajtómotor elrendezés — nagyvasúti mozdonynál — a marokcsapágyas felfüggesztésű hajtómotor, amelynél a motor álló része két csapágyal a rúgózatlan hajtott kerékpár tengelyére támaszkodik, rendszerint egy pontjával pedig motor-felfüggesztő rúgó közbeiktatásával a mozdony rúgózott részére (pl. forgóállványkeretre) van felfüggesztve (lásd 4. ábra).

Tekintettel arra, hogy ebben az esetben a motor-forgórész tengelye a kerékpár relatív elmozdulásánál egy, a hajtott kerékpár tengelyével koaxiális henger palástján mozog, flexibilis hajtás szükségtelen. A hajtás egyszerűsége miatt — a motor építési technika fejlődésével — egyre elterjedtebben ezt a motor-elrendezést használgják.

Mindkét motor-elrendezés esetén a N nyomaték hatására egy áttételen (i) keresztül az r sugarú kerék kerületén megjelenik a Z_1 súrlódó erő (vonóerő), és ugyanakkor a kerék tengelyében, illetve csapágyában az azonos nagyságú Z_1 csapágyreakció. A hajtókerék egyensúlya miatt:

$$Z_1 = Z_1, \quad Z_1 \cdot r = N \cdot i, \quad \text{ahol: } i = r_1/r_2$$

vagyis:

$$N = \frac{Z_1 \cdot r \cdot r_2}{r_1}$$

A motor nyomatékát a fogaskerek osztkörön érintőlegesen megjelenő fogaskerékerőkomponens (K) továbbítja:

$$K = N/r_2 = Z_1 \cdot r/r_1$$

A fogaskerékerő radiális komponensét a motor álló részéhez közvetlenül (3. ábra), vagy a hajtókerékpártengely közbeiktatásával (4. ábra) hozzáerősített csapágyakon keresztül maga az állórész — mint belső erőt — rövidebbre zárja.

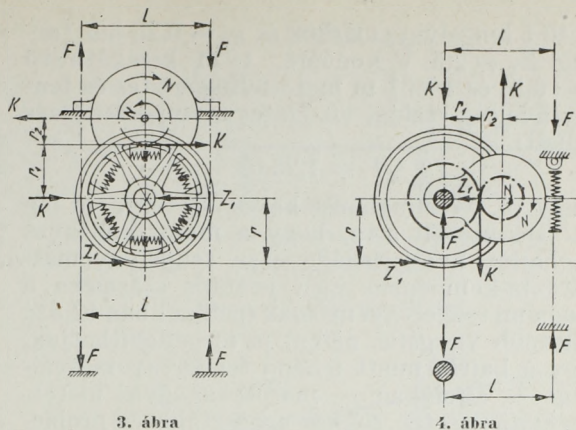
A motorház — felerősített állórész — egyensúlyát vizsgálva azt a hajtás következtében két szabad nyomaték terheli:

a) A kis- és nagyfogaskerék csapágyaiban ébredő, K -val párhuzamos és vele egyenlő nagy csapágyerők nyomatéka:

$$K \cdot (r_1 + r_2)$$

b) Az N nyomatékot létrehozó mágneses mező motor-állórészre ható, vele azonos nagyságú, de ellentétes irányú nyomatéka:

$$N = K \cdot r_2$$



A felerősített állórészt terhelő eredő akciónyomaték tehát — mindkét motor-elrendezés esetén — N és K értékének behelyettesítésével:

$$K \cdot (r_1 + r_2) - N = K \cdot r_1 = Z_1 \cdot r$$

amellyel az 1 távolságban lévő felerősítéseken keletkező: $F \cdot 1$ reakció-nyomaték tart egyenlyűt:

$$F \cdot 1 = Z_1 \cdot r$$

vagyis mindkét motorelrendezés esetén a hajtás miatt a motorfelfüggesztéseken (felerősítéseken) ébredő erő:

$$F = Z_1 \cdot r/1 \dots \dots \dots 4.$$

Az ábrák alatt a motorház megfogási helyein ébredő F -erő úgy van irányítva, mint ahogyan az a felerősítő helyekre hat. Ennek megfelelően:

a) Westinghouse-hajtás esetén a mozdony rúgózott részét a felerősítési helyeken hajtott kerékpáronként $F \cdot 1 = Z_1 \cdot r$ nyomaték a menetiránnyal ellentétesen billenti.

b) Marokcsapágyas motorfelfüggesztés esetén — abban az esetben, ha a motor a tengelyhez képest, a haladási iránynak megfelelően előfogatolt helyzetben van — a felfüggesztés helyén ébredő F erő a szekrényt megemeli, és ugyancsak F erővel a rúgózatlan részt a marokcsapágyakon keresztül megterheli. Vagyis a szekrény rúgózott súlyából F kg terhelést a motor-felfüggesztő rúgón és a motorházon keresztül közvetlenül a tengelyre helyezi át.

Ennek megfelelően a felvázolt esetben, elől futó motor esetén a hajtás miatt a hordrúgókat terhelő súly F kg-mal lecsökken, de ugyanakkor a tengelynyomás F kg-mal megnő.

Hátulfutó motor esetén a nyomatékviszonyok változatlansága miatt a felerősítő (felfüggesztő) erők hatása ellentétes, vagyis a motorfelfüggesztés helyén ébredő erő a szekrényt lefelé húzza, tehát a hordrúgókat F erővel terheli, ugyanakkor a marokcsapágyakban ébredő F erő a hajtott tengely tengelynyomását F kg-mal csökkenti.

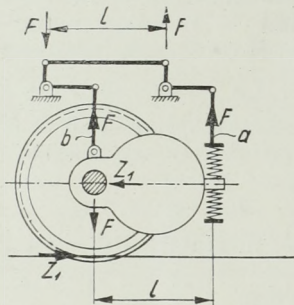
Marokcsapágyas meghajtás esetén tehát a hajtás miatt fellépő tengelynyomás-változás egyik komponense:

$$\pm F = Z_1 \cdot r/1$$

pl. 10 t tengelynyomáshoz és $\mu_0 = 0,25$ -höz tartozó $Z_1 = 2,5$ t vonóerő, 1 m kerékátmérő ($r = 0,5$) és 1 = 1 m motorfelfüggesztés és tengelytávolság esetén, vízszintes motor-elrendezés mellett:

$$F = 1,25 \text{ t}$$

amely pl. Westinghouse-hajtás esetén nem lép fel. Tekintettel arra, hogy a marokcsapágyas meghajtás miatt fellépő ezen tengelynyomás-változás-komponens igen jelentős százaléka a nyugalmi tengelynyomásnak (példánkban 12,5% behatóbb vizsgálat nélkül is megállapíthatjuk, hogy a hajtás miatt fellépő tengelynyomás-változás — általában — marokcsapágyas motor-meghajtás esetén sokkal aggasztóbb és problematikusabb, mint a) hajtás esetén.



5. ábra

A marokcsapágyas motormeghajtás elmondott terhelésáthelyező hatása kiküszöbölhető, ha a motorfelfüggesztő F erőt a tengelyre oly módon vezetjük vissza, hogy az a tengelyen megjelenő, tengelynyomás-változást okozó F erőt kompenzálja. Ez gyakorlatilag két azonos áttételű, rugózott részre felerősített kétkarú emelővel az 5. ábrán látható elvi elrendezés alapján valósítható meg.

Mint látjuk, a tengelyen megjelenő F tengelyre ható marokcsapágyerőt a marokcsapágyra visszavezetett F felfüggesztő erő nullává teszi, ugyanakkor azonban a kétkarú emelő rugózott mozdonyrészre erősített forgáspontjaiban fellépő $F - F$ erőpár a rugózott mozdonyrész $F \cdot 1 = Z \cdot r$ nyomatékkal terheli. Vagyis a viszonyok ebben az esetben ugyanazok, mint amelyek a) hajtási mód esetén fellépnek.

Tengelynyomás-változás szempontjából tehát a) és b) hajtási mód közötti különbség a tárgyalt visszavezetési megoldással kiküszöbölhető. Az újabb szerkezeti elemek beépítése azonban a konstrukciót drágítja, fenntartását költségesebbé teszi és igen gyakran férőhely sincs annak egészséges kiképzésére. Ezért a tengelynyomás-változás csökkentése céljából b) esetben a visszavezetési megoldás lehetőségét további tárgyalásaink során kizárjuk és más célravezető megoldásokat keresünk.

Hajtás miatt fellépő tengelynyomás-változás beható vizsgálata

A tengelynyomás-változás bevezetőben elmondott számítási módja és a kihasználási té-

nyező fogalma természetesen kettőnél több kerékpárral ellátott mozdony esetén is érvényes. Pl. n számú kerékpár esetén:

1. a hajtás (Z eredővonóerő) miatt fellépő $Z \cdot h$ billentő nyomaték a tengelynyomások értékeit úgy változtatja meg, hogy a tengelynyomás-csökkenések eredője egy olyan $\Delta T = -\Delta T$ erőpár lesz, amelynek nyomatéka $Z \cdot h$ -val egyensúlyt tart. Vagyis a tengelynyomás-változások eredő ereje zérus.

2. A kihasználási tényező 2. egyenlettel megadott értéke és fogalma n kerékpár esetén is érvényes, csak a benne szereplő ΔT érték szempontjából a hajtott kerékpárokra eső — általában különböző értékű tengelynyomás-csökkenések közül abszolút értékre a legnagyobbat kell figyelembe venni.

Mielőtt kettőnél több tengelyen futó mozdony vizsgálatára rátérnénk, vizsgáljuk meg kéttengelyű mozdonyunk tengelynyomás-változásával kapcsolatos jelenségeket a következő esetekben:

a) Mindkét tengelyt Westinghouse-hajtással hajtjuk (6. ábra).

b) Mindkét tengelyt marokcsapágyas, mozdony közepe felé fordított motorokkal hajtjuk (7. ábra).

c) Mindkét tengelyt marokcsapágyas, ütközők felé fordított motorokkal hajtjuk (8. ábra).

d) Mindkét tengelyt egy irányban fordított marokcsapágyas motorokkal hajtjuk (9. ábra).

Mind a négy esetben :

hajtókerék sugara: $r = 0,5$ m,
tengelytávolság: $t = 2,5$ m,
vonóerő sínejtől mért magassága: $h = 1$ m,
vonóerő tengelyenkint: $Z_1 = 2,5$ t,
összes vonóerő: $Z = 2 \cdot Z_1 = 5$ t,
hordrúgók távolsága: $q = 1,85$ m.

egy tengelyhez tartozó hordrúgórendszer rugó-állandója:

$$c_1 = c_2 = c = 0,6 \text{ cm/t},$$

nyugalmi tengelynyomás: $T = 10$ t.

Vonóerő továbbítás a tengelyek középvoná-lában, r magasságban.

Mindenekelőtt megállapítjuk 1. alatti összegezés és első fejezetünk vizsgálati alapján, hogy függetlenül a hajtási módtól — tehát mind a négy esetben — kéttengelyű mozdony esetén:

$$\pm \Delta T = Z \cdot h/t = 2 \text{ t}.$$

Az előjelzavarok elkerülése érdekében a mechanikai vázlatokban az egyensúlyban lévő erőrendszer-csoportoknál a felvett erőt akkor nevezük pozitívnak, ha az felfelé, illetve balról jobb felé mutat. (Descartes koordináta-rendszer irányításával azonos.) Az egyensúlyban lévő erőrendszercsoportnál ugyanakkor a nyomaték legyen akkor pozitív, ha az az óra járásával megegyező irányban forog. — Amint az első

fejezetben említettük, számításainknál a súlyerőt figyelmen kívül hagyhatjuk.

a) eset vizsgálata.

A 6. ábra szerint a mozdony egyensúlyban van, tehát annak rúgózatlan és rúgózott része is egyensúlyban van.

Kerékpár egyensúlyát kifejező egyenletrendszer:

$$\sum X: Z_1 - Z_1 = 0$$

$$\sum M: -Z_1 \cdot r + F \cdot 1 = 0$$

Tehát: a felerősítő erő: $F = Z_1 \cdot r/1$ (4. egyenlet!)

Rúgózott rész egyensúlyát kifejező egyenletrendszer:

$$\sum X: -Z + 2Z_1 = 0$$

$$\sum Y: F - \Delta R_1 + \Delta R_2 = 0$$

$$\sum M: -Z \cdot (h - r) - F \cdot 1 - F \cdot 1 + \Delta R_1 \cdot \varrho = M + \Delta R_1 \cdot \varrho = 0$$

Mivel: $\sum F = 0 \dots \dots \Delta R_1 = \Delta R_2 = \Delta R$

$$F \cdot 1 = Z_1 \cdot r \dots \dots M = -Z \cdot h \text{ és } \Delta R_1 \cdot \varrho = Z \cdot h = -M$$

Tehát:

a rúgózott részt terhelő billentő nyomaték: $M = -Z \cdot h$ a hajtás miatt fellépő hordrúgóerő-változás: $\Delta R = Z \cdot h/\varrho = -M/\varrho$ a hajtás miatt fellépő hordrúgódeformációk:

$$y_1 = \Delta R \cdot c_1$$

$$y_2 = \Delta R \cdot c_2$$

billenés mértéke a hátsó tengelyágytok felett mérve:

$$y = \frac{y_1 + y_2}{\varrho} \cdot \frac{\varrho + t}{2} - y_1 = y_1 \cdot t/\varrho$$

Rúgózatlan rész egyensúlyát kifejező egyenletrendszer:

$$\sum X: 2Z_1 - 2Z_1 = 0$$

$$\sum Y: \Delta T_2 - \Delta R_2 + \Delta R_1 - \Delta T_1 = 0$$

$$\dots \dots \dots \Delta T_1 = \Delta T_2$$

$$\sum M: \Delta T_1 \cdot t - \Delta R_1 \cdot \frac{t + \varrho}{2} + \Delta R_2 \cdot \frac{t - \varrho}{2} = 0$$

Tehát: a hajtás miatt fellépő tengelynyomás-változás:

$$\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta R \cdot \varrho/t = Z \cdot h/t = \Delta T$$

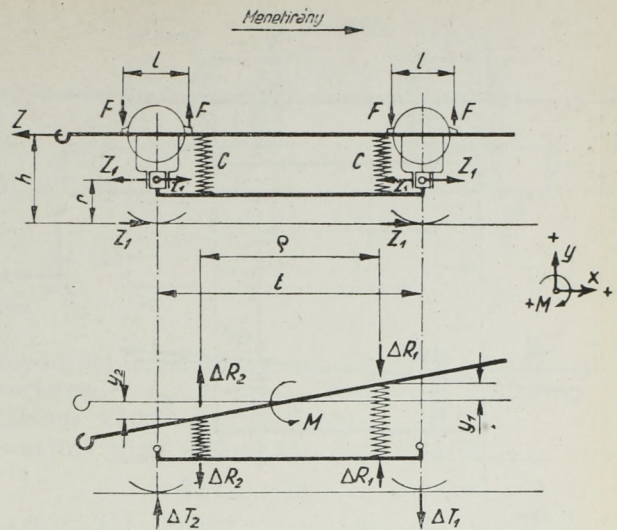
Számszerűen:

Vontatás alatt a mozdonysekreényt $M_a = -Z \cdot h = -5 \text{ tm}$ nyomaték az órajárással ellentétesen hátrabillentí.

A billenés mértéke a hátsó tengely felett mérve: $y_a = 2,19 \text{ cm}$.

A legnagyobb tengelynyomás-csökkenés:

$$\Delta T = 2 t.$$



6. ábra

A kihasználási tényező értéke:

$$\varepsilon = 1 - \Delta T/t = 0,8$$

b) eset vizsgálata.

A 7. ábra alapján az a) alatti számítás analógiájára:

$$\text{felfüggesztő erő: } F = Z_1 \cdot r/1$$

a rúgózott részt terhelő billentő nyomaték:

$$M = -Z \cdot h - r (+ F \cdot t - 2 \cdot 1) = -Z \cdot h + F \cdot t$$

a hajtás miatt fellépő hordrúgóváltozás:

$$\Delta R = -M/\varrho$$

a hajtás miatt fellépő hordrúgódeformációk:

$$y_1 = y_2 = \Delta R \cdot c$$

billenés mértéke a hátsó tengelyágytok felett:

$$y = y_1 \cdot t/\varrho$$

hajtás miatt fellépő tengelynyomás-változás:

$$\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta R \cdot \varrho/t + F = -M/t + F = Z \cdot h/t - F \cdot t/t + F = Z \cdot h/t = \Delta T$$

Számszerűen:

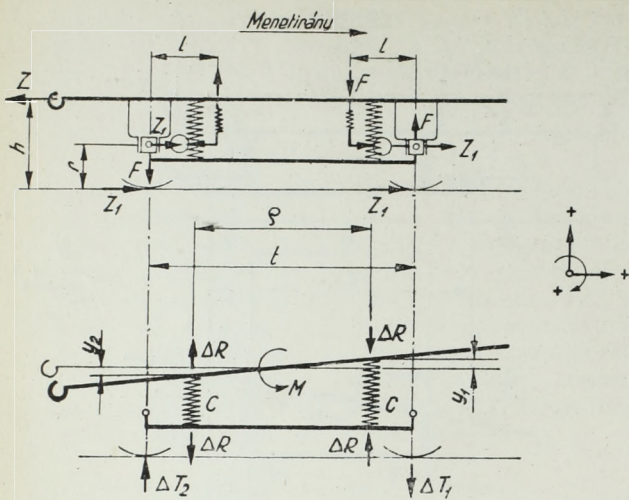
$$M_b = -1,875 \text{ tm} \ll M_a = -5 \text{ tm}$$

$$y_b = 0,82 \text{ cm} \ll y_a = 2,19 \text{ cm}$$

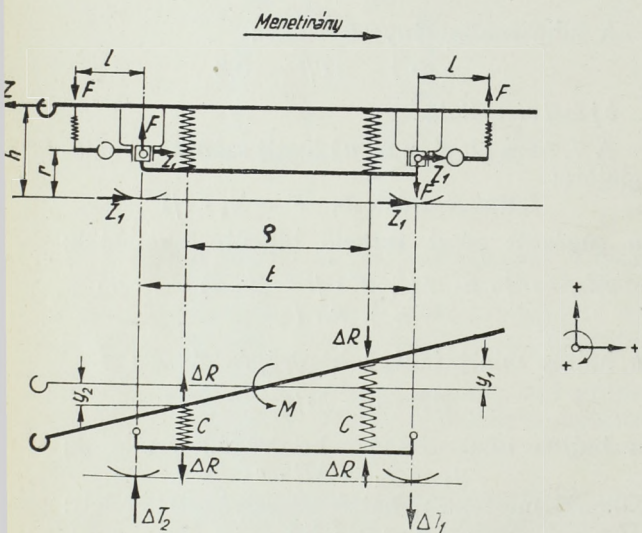
$$\Delta T = 2 t \quad \varepsilon = 0,8$$

b) alatti motorelrendezés előnye tehát az, hogy hajtásnál a mozdonysekreény billenése jóval kisebb mértékű, és így a vonóerő-változtatás miatt fellépő lengési jelenségek is jóval kedvezőbbek. — Nyugodt járás és lengések miatt fellépő járulékos tengelynyomás-változás szempontjából tehát a b) alatti hajtási mód kedvezőbb a)-nál.

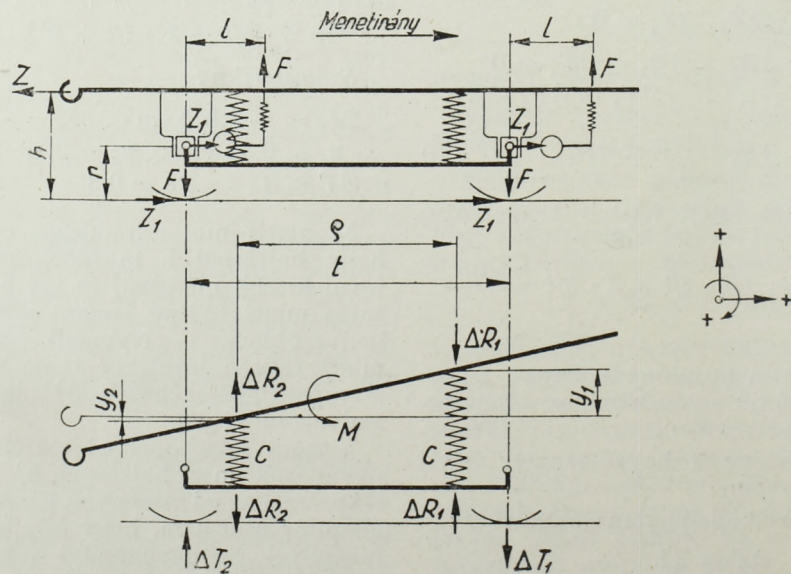
Viszont fékezésnél a) esetében a viszonyok ugyanazok, mint hajtásnál, b) esetben azonban fékezésnél az a) viszonyok lépnek fel. Ez a megállapítás utal arra, hogy általában többhajtott tengellyel és ugyanannyi fékezett tengellyel



7. ábra



8. ábra



9. ábra

ellátott mozdony esetén a hajtás miatt fellépő tengelynyomásváltozás csak akkor lehet azonos lefolyású a fékezés miatt fellépő tengelynyomásváltozással, ha a hajtási mód *a*)-nak megfelelő. Tehát marokcsapágyas motorokkal hajtott többtengelyű jármű esetén a hajtás és a fékezés miatt fellépő tengelynyomásváltozás csökkentésének kérdése a legtöbbször ellentétes követelményeket szolgáltat a futómű felépítése szempontjából. Abban az esetben tehát, ha üzemszerűen mindkét szempont mellőzhetetlen *b*) hajtási módot az előző fejezetben alkalmazott felfüggesztéssel (visszavezetéssel) *a*) hajtásra kell visszavezetni, hogy mind hajtásnál, mind fékezésnél a tengelynyomásváltozás viszonyok azonosak legyenek.

A mozdony-billenés mértéke *b*) feladat esetén t tengelytávolság növelésével még kedvezőbbé tehető. A hajtás miatt fellépő mozdonybillenés akkor zérus, ha:

$$M = -Z \cdot h + Z \cdot r \cdot t/2 \cdot 1 = 0$$

illetve:

$$t = 2 \cdot h \cdot 1/r = t_0$$

esetünkben: $t_0 = 4$ m, amely mellett bármely vonóerőnél a mozdonybillenés mértéke zérus. Természetesen $t > t_0$ esetén $M > 0$, így vontatásnál a mozdony ellentétesen, tehát menetirányban billen.

c) eset vizsgálata.

Előbbi számításunk analógiájára, számszerűen:

$$M = -Z \cdot (h-r) - F \cdot (t + 2 \cdot 1) = -Z \cdot h - F \cdot t = -8,12 \text{ tm} \gg M_a$$

$$y = y_1 \cdot t/q = -M \cdot c \cdot t/q^2 = 3,56 \text{ cm} \gg y_a$$

$$\Delta T = \Delta R \cdot q/t - F = Z \cdot h/t = 2 t$$

$$\varepsilon = 0,8$$

Tehát *c*) változat esetén a mozdony billenés mértéke olyan nagy, hogy a hátsó tengelyágy-

tok felett biztosított — szokászerinti — 40 mm játékot a billenés 4,3 mm-re csökkenti, vagyis a hátsó tengelyágytok a sin-egyenlőtlenlégek miatt igen könnyen felúthet.

Tekintettel arra, hogy y értéke a rúgók távolságával négyzetesen fordítva arányos, ezt a nagymértékű mozdonybillenést legcélszerűbben q növelésével csökkenthetjük. Ha pl. a mozdony hordrúgóit — szokás szerint — a tengelyek fölé helyezzük: $q = t = 2,5$ m

$$y = -M \cdot c/t = 1,95 \text{ cm}$$

d) eset vizsgálata.

Rúgózott rész egyensúlya:

$$\sum X: -Z + 2Z_1 = 0$$

$$\sum Y: 2F - \Delta R_1 + \Delta R_2 = 0$$

$$\sum M: -Z \cdot (h - r) - F \cdot \left(1 - \frac{t - q}{2}\right) + R_1 \cdot q - F \cdot \left(\frac{t + q}{2} + 1\right) = 0$$

vagyis:

$$\sum M: -Z \cdot (h - r) - 2F \cdot \left(1 + \frac{q}{2}\right) + \Delta R_1 \cdot q = M + \Delta R_1 \cdot q$$

tehát a mozdony rúgózott részét terhelő billentő nyomaték:

$$M = -Z \cdot (h - r) - 2F \cdot \left(1 + \frac{q}{2}\right) = -Z \cdot h - F \cdot q$$

A billentő nyomatéknak ez a kifejezése a következő erőáthelyezéssel egyszerűen kapható:

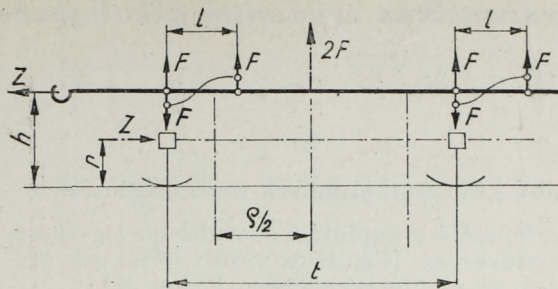
Ha bevezetjük a rúgózott részre ható tengelyek függőlegesébe eső $F - F$ egyensúlyban lévő erőrendszert, akkor $2xF \cdot 1$ erópárt $F + F = 2F$ rúgózott részre ható eredő erőt kapunk, amelyekkel a billentő nyomaték:

$$M = -Z \cdot (h - r) - 2F \cdot 1 - 2F \cdot q/2,$$

$$\text{mivel: } Z \cdot r = 2F \cdot 1:$$

$$M = -Z \cdot h - F \cdot q$$

Természetesen a billentő nyomaték meghatározásánál ezt az erőáthelyezést b) és c) esetben is alkalmazhatjuk, de ez számítástechnikai



10. ábra

szempontból csak akkor nyújt előnyt, ha a motorelrendezés a mozdony függőleges közép-vonalához képest asszimmetrikus!

A hajtás miatt fellépő hordrúgóváltozás:

$$\Delta R_1 = -M/q$$

$$\Delta R_2 = \Delta R_1 - 2F \dots \dots \dots F = Z_1 \cdot r/1$$

A hajtás miatt fellépő hordrúgó deformációk:

$$y_1 = \Delta R_1 \cdot c \quad y_2 = \Delta R_2 \cdot c$$

Billenés mértéke a hátsó tengelyágytok felett mérve:

$$y = \frac{y_1 + y_2}{q} \cdot \frac{t + q}{2} - y_1$$

rúgózatlan rész egyensúlya:

$$\sum X: = 2Z_1 - 2Z_1 = 0$$

$$\sum Y: \Delta T_2 - \Delta R_2 + \Delta R_1 - \Delta T_1 - 2F = 0$$

$$\sum M: \Delta T_1 \cdot t - \Delta R_1 \cdot \frac{t + q}{2} + \Delta R_2 \cdot \frac{t - q}{2} - F \cdot t/t = 0$$

$\sum M$ -ből:

$$\Delta T_1 = \Delta R_1 \cdot q/t - F \cdot q/t = \frac{-M - F \cdot q}{t} = \frac{Z \cdot h + F \cdot q - F \cdot q}{t} = Z \cdot h/t = \Delta T$$

$$T_2 = \Delta R_2 - \Delta R_1 + \Delta T_1 + 2F = \Delta T_1 = \Delta T$$

Számszerűen: $M = -7,31$ tm, $y = 1,43$ cm, $\Delta T = 2t$, $\varepsilon = 0,8$.

Természetesen d) esetben az asszimmetrikus motor-elrendezés miatt, ellenkező menetirány esetén, T változatlansága mellett a billenési viszonyok mások lesznek. (Folytatjuk.)

„Új munkafegyelmet megteremteni, az emberek közötti társadalmi kötéleknek új formáit létrehozni, új formákat és módszereket teremteni az emberek munkába való bevonására — ez évekre és évtizedekre terjedő munka. Ez a munka — a leghálásabb és legnemesebb munka.” (Lenin)

Közúti és vasúti járművek vonóerőszükséglete

A vonóerő a vontatási ellenállások legyőzéséhez szükséges. Közúti és vasúti járművek üzemiében az alábbi ellenállások lépnek fel:

1. Gördülési ellenállás:

műúton gumiabronccsal	15–30 kg/t
terepen gumiabronccsal	30–150 kg/t
vaskerék sinen	2–10 kg/t

2. Emelkedési ellenállás:

tonnánként és ezrelékenként 1 kg (tonnánként és százalékonként 10 kg, ez az autotechnikában szóhajóhető legnagyobb emelkedőig is érvényes, a hiba 30%-os emelkedés esetében kisebb 5%-nál.)

3. Légellenállás:

$$L = c \cdot V^2 \cdot F$$

ügg a sebesség négyzetétől, a jármű keresztmetszetétől és alakjától; csak nagy sebességen jelentős.

4. Tehetetlenségi ellenállás:

gyorsításkor jelentkezik: 1 t súly 1 m/mp-es gyorsításához kereken 100 kg vonóerő szükséges.

A gördülési ellenállás minden esetben, a légellenállás nagy sebességen, az emelkedési ellenállás emelkedőn felfelé haladáskor, a tehetetlenségi ellenállás gyorsításkor jelentkezik. A két utóbbi ellenállás lejtőn lefelé és lassításkor negatív: hajtóerőként jelentkezik. A vonóerő ezek szerint a jármű üzeme közben erősen változik, különösen közúti járműveknél, ahol igen jelentős emelkedők is előfordulnak és a járműtől jó gyorsuló képességet kívánunk, mert a közúti forgalom természetétől ezt egyrészt megköveteli, másrészt a kerekek tapadása és a beépített fajlagos motorteljesítmény ezt lehetővé teszi.

Vasúti járművek kisebb emelkedőkön közlekednek, de a járművek nagyobb súlya ehhez is nagy vonóerőt kíván. A gyorsulás is kisebb értékű, de a járművek aránylag nehezek a beépített motorteljesítményhez képest.

A jármű vontatásához szükséges teljesítmény a vonóerő és a sebesség szorzatával arányos:

$$N^{LE} = \frac{P \cdot V}{270} = \frac{P \cdot v}{75}$$

ahol N = a teljesítmény, LE

P = a vonóerő, kg

V = a sebesség km/ó

v = a sebesség m/p.

Nagyobb sebességen ugyanakkora vonóerő kifejtéséhez tehát nagyobb teljesítmény szükséges. Mivel a hajtógépek teljesítményének van egy felső határa, ezt a teljesítményt akkor

lehet minden üzemállapotban teljesen kihasználni, ha nagy sebességen kis vonóerő és kis sebességen nagy vonóerő kifejtésére képes. Mivel a vonóerő és sebesség szorzata állandó, grafikusán ábrázolva a vonóerő a sebesség függvényében hyperbola-sereg, minden teljesítményhez más-más hyperbola tartozik. (1. ábra.) Ha a görbéket log-log-papíron ábrázoljuk, párhuzamos ferde egyeneseket kapunk. Ez grafikus módszerrel történő szerkesztésnél előnyös. (2. ábra.)

Elméletileg tehát olyan hajtógép kívánatos járművek részére, amelyik a legnagyobb teljesítményt minden esetben le tudja adni, tehát kis sebességen nagy, nagy sebességen pedig kis vonóerőt fejt ki. Így biztosítható az, hogy

1. a jármű a motor teljes kihasználásával mindenkor az ellenállásoktól függően a legnagyobb elérhető sebességgel képes haladni,

2. a mindenkori ellenállásoktól függő legnagyobb sebesség eléréséig a teljes motorteljesítmény kihasználható gyorsításra.

Hajtógépek és erőátviteli rendszerek összehasonlítása

Egyes hajtógépek természetüknél fogva olyanok, hogy kisebb sebességen (kisebb fordulatszám) nagyobb vonóerő (nyomaték) kifejtésére képesek: ilyen a főáramkörű villamos motor, a gőz- és gázturbina és — tekintettel a töltés szabályozás lehetőségeire — gyakorlatilag a dugattyús gőzgép is. (A vízturbina is ilyen jellegű, de ez járműbe nem építhető be, a hidraulikus erőátvitel azonban lényegileg ezt oldja meg.)

A dugattyús gázmotorok nyomatéka (és így vonóereje) a fordulatszámától (és így a sebességtől) függetlenül közel állandó, így a motor teljesítménye csak a legnagyobb sebességnél volna kihasználható. Ez általában nem gazdaságos megoldás, ezért áttétel változtatással lehetővé teszik, hogy a motor a jármű kisebb sebességen is elérhesse az üzemi fordulatszámot és így fejthesse a maximális teljesítményt.

A fogaskerekes sebességváltók a vonóerő-sebességgörbét lépcsőzetesen közelítik meg. (Lásd 1–2. ábra.)

Egy-egy áttételnél a vonóerő közel állandó, míg a hajtógép fordulatszáma arányos a jármű sebességével, tehát a maximális motorteljesítményt csak egy meghatározott értékű sebességnél lehet kihasználni. Minden áttétel ad egy-egy sebességet, amelynél a motorteljesítményt ki lehet használni, más sebességnél a motor csökkentett fordulatszámúval és így kisebb teljesítménnyel dolgozik.

A fogaskerekes sebességváltó előnyei, hogy jó a hatásfoka (90–95%), aránylag olcsó,

hátránya, hogy kapcsolni kell és ekkor a vonóerő is kimarad. Régi törekvés a folyamatosan működő nyomatékvtó problémájának megoldása: ez mechanikus úton eddig nem sikerült gyakorlatilag (mert a szerkezetek élettartama rövid volt), de kielégítően meg van oldva a probléma elektromos és hidraulikus úton.

Az elektromos erőátvitel a Diesel-mozdonyokon szinte szabványossá vált: a motor dinamót hajt és ennek árama hajtja a hajtómotorokat. A szerkezetet nem biztosítja az elméleti hyperbolikus vonóerő-sebességgörbét, mert hatásfoka legjobb esetben 80% és a kis sebességeknél még rosszabb. Előnye viszont, hogy az energia kényelmesen szétosztható és minden tengely külön hajtható. Kivételesen közúti járműveken is használják. (ZISZ 154 autóbusz.)

A hidraulikus hajtás városi autóbuszokon, személyautókon, katonai járműveken és tolató mozdonyokon használatos. Ez is elméleti hyperbola alatti vonóerő-sebességgörbét ad, de közepes és nagy sebességnél kedvezőbb a hatásfoka az elektromos hajtásénál. Az áttétel-változtatás folyamatos és automatikus.

A fogaskerekes, elektromos és hidraulikus erőátvitelt a 3. ábrán hasonlítjuk össze az állandó teljesítményt mutató elméleti hyperbolával.

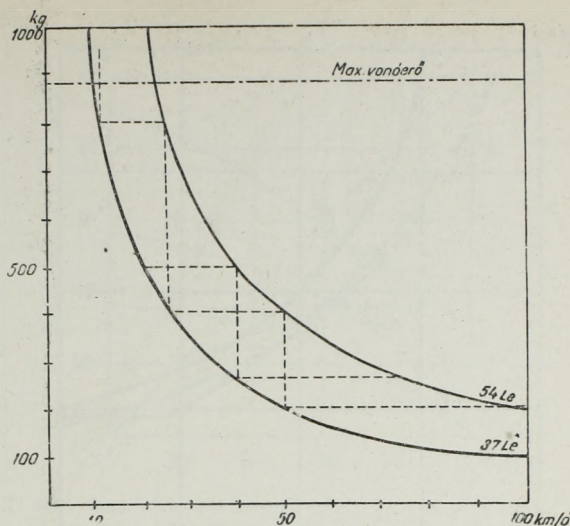
A gázmotor túlméretezésével gőzgép-szerű üzemet lehet biztosítani, ebben az esetben természetesen a maximális teljesítmény állandó kihasználásáról le kell mondani. Az ilyen túlméretezett gázmotor általában nehéz, drága és üzeme sem gazdaságos. Bizonyos esetekben mégis célszerű lehet ez az elv is, sok esetben pedig a gázmotor túlméretezését és nyomaték-változtató áttételt együttesen alkalmazzák. Az elsőre példa az autótechnikában a régi, sebességváltó nélküli Maybach kocsik, a vasúton pedig a Bugatti gyorsautóbuszok. Ezek üzemi sebessége 150 km/ó körüli, így a légellenállás olyan nagy, hogy az ehhez szükséges vonóerő a járművet elég jól fel tudja gyorsítani kis sebességen, amikor légellenállás nincs.

A túlméretezett motorral kombinált változtatható áttétel igen elterjedt megoldás a személyautó technikában: a 3 literesnél nagyobb személykocsik nagy része így működik: általában a direkt fokozatban jár.

Erőátviteli rendszerek alkalmazási területei

A fogaskerekes sebességváltó döntő előnyben van ott, ahol fontos a jó hatásfok, tehát minden olyan esetben, amikor egyes áttételek tartósan vannak üzemben. Teherautók, mezőgazdasági traktorok és kisautók sebességváltója tehát célszerűen fogaskerék áttételes. Más járműveknél az állandóan bekapcsolt áttételeknél (differenciálmű villamos motor áttételezése stb.) nélkülözhetetlen a fogaskerék-hajtás.

Hátránya a fogaskerék-hajtásnak, hogy az áttételt változtatni (kapcsolni) kell és ilyenkor a vonóerő általában kimarad. Megoldható a vonóerő kimaradás nélküli kapcsolás sűrűlódó kapcsolók alkalmazásával (többsávos kapcsoló



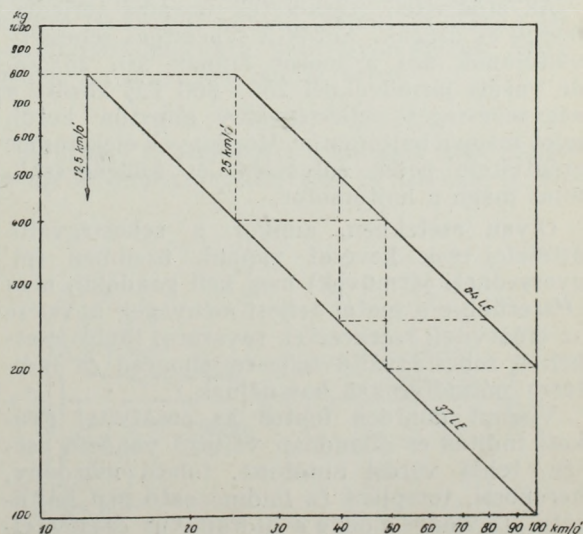
1. ábra. Vonóerősebesség görbe állandó teljesítmény esetén

minden áttételhez, továbbá bolygókerék-hajtások fékszalagjai), de az áttétel változtatás így sem automatikus és nem folyamatos. Emiatt a következő területeken — hátrányai ellenére — célszerű a hidraulikus, illetve elektromos erőátvitel alkalmazása:

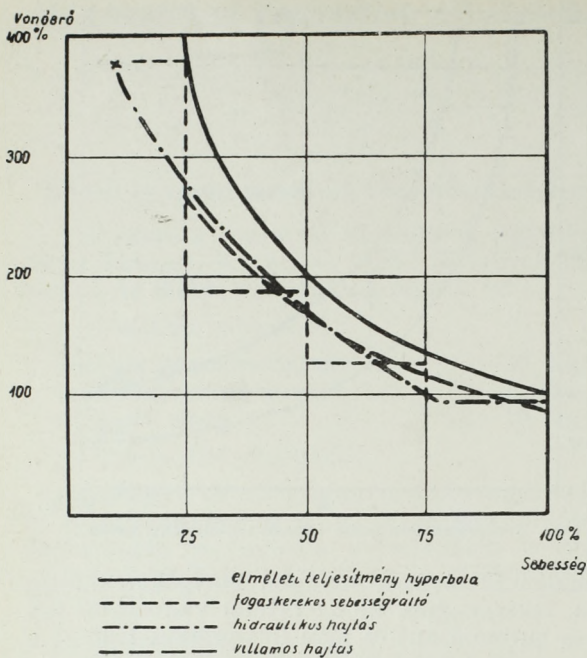
1. Személyautókon kényelmi és biztonsági szempontból. Megfelelően méretezett motorral felszerelt járműnél kapcsolni kell induláskor, előzéskor és hegyen, tehát olyan esetekben, amikor a vezető figyelme különben is a legjobban van lekötve. Így az automatikus kapcsolás nagy előny.

2. Városi autóbuszok motorjának és erőátviteli szerkezetének legfontosabb üzemállapota az indítás, így ezt feltétlenül automatizálni kell és folytonossá kell tenni.

3. Vasúti járművek, főleg mozdonyok esetében, a sebességváltó kezelése semmiképpen sem bízható a vezető ügyességére. Tolató mozdonyokra ugyanazt mondhatjuk, mint a városi



2. ábra. Vonóerősebesség függvény logaritmikusan ábrázolva



3. ábra. Mechanikus, hidraulikus és elektromos erőátvitel szekunder teljesítménye állandó primer teljesítménynél

autóbuszra. Nagy mozdonyokon pedig az áttétel változtatás fogaskerekek útján nem is oldható meg.

Ezek a hidraulikus és az elektromos erőátvitel alkalmazási területei.

Nagy mozdonyok kivételével, ahol az energia szétosztása is probléma, a hidraulikus erőátvitel általában olcsóbb, súlya és helyszükséglete kisebb.

Az erőátvitel megválasztásánál és megszerkesztésénél probléma a motor túlméretezésének helyes aránya és az így megválasztott motorhoz tartozó legcélszerűbb áttétel kiválasztása. Figyelembe kell venni azt is, hogy a jármű milyen gyakran és milyen körülmények között indul és milyen sebességgel jár általában.

Az erőátviteli szerkezetek ugyanis terjedelmesekek és drágák. Autók 3 sebességes sebességváltójának ára a motor árának kb. 25%-a, de vasúti járműveknél 250–600 LE között a négysebességes sebességváltó annyiba kerül, mint maga a hajtómotor. Mozdonyok elektromos erőátvitelére pedig súlyosabb és költségesebb, mint maga a hajtómotor.

Olyan esetekben, amikor a sebességváltó áttételei csak keveset vannak üzemben (pl. gyorsvonati járművek) meg kell gondolni, nem célszerűbb-e a motor teljesítményének növelése az erőátviteli szerkezetek rovására. Szélső esetben a sebességváltó teljesen elmarad és indításra pótmotorokat használnak.

Visszont döntően fontos az erőátvitel gyakori indítás és állandóan változó vonóerő esetén, tehát városi autóbusz, tolató mozdony, harkocsi, terepjáró és földmozgató gép hajtására. (Különös előnye a hidraulikus erőátvitelnek, hogy a jármű álló helyzetében súrlódás és

közpás nélkül a maximális vonóerőt tetszőleges ideig ki tudja fejteni, továbbá hogy befékezett járműnél is bekapcsolható (lejtőn nincs hátracsúszási veszély induláskor). Emellett minden lökést, rezgést elnyel (4. ábra) és lehetetlenné teszi azt, hogy hibás kezelés következtében a motor leálljon, vagy egyes alkatrészek eltörjenek.

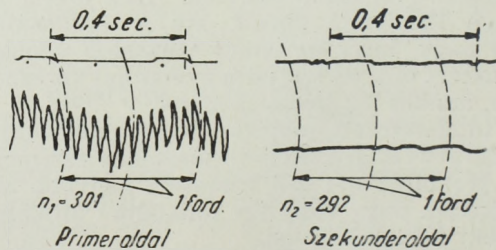
Hidraulikus erőátvitel működési elve

A jármű technikában jelenleg használatos hidrodinamikus erőátviteli szerkezetek áramló folyadék kinetikus energiája útján közvetítik a teljesítményt. (Ez a rendszer elvileg eltér a főleg szerzámgépeken használt hidrosztatikus mozgató szerkezetektől: ezek a folyadék nyomásával működnek.)

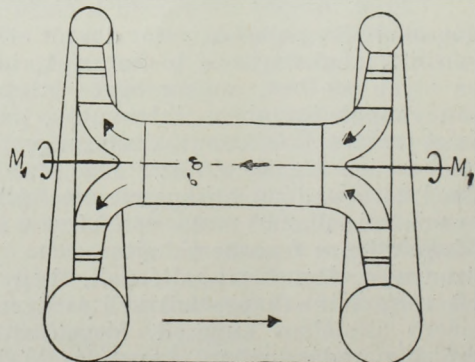
A hidrodinamikus hajtás kétszeres energia-transzformációval dolgozik: a motor mechanikai munkáját folyadék örvénylő mozgásává és ezt az energiaformát ismét mechanikai munkává alakítja. Az energiaátalakítás a turbinaszivattyúk és turbinák járókerekeihez hasonló lapátkerekek segítségével történik és elvileg veszteségmentes. Veszteséget csak az áramló folyadék súrlódása, továbbá bizonyos üzemi állapotoknál igen erős ütközése és olyan örvénylése okoz, amit a folyadéksúrlódás emészt fel.

Elvileg hasonlít a hidraulikus nyomatékvaltó működéséhez a transzformátor működése (orosz nyelven hidraulikus transzformátornak is nevezik).

A szerkezet működése és a folyamatos önműködő nyomaték változtatás a következő megfontolással magyarázható. Legyen egy-egy turbinaszivattyú és turbina sorba kapcsolva. (5. ábra.) Ha a turbinaszivattyú tengelyét for-



4. ábra. A hidrodinamikus hajtás

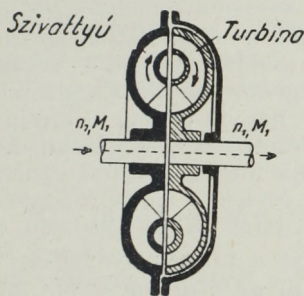


5. ábra. A hidrodinamikus erőátvitel elve

gatjuk, a folyadék áramlásba jön és forgatja a turbina járókerékét. Ha a turbina nincs terhelve, az üresjárás fordulatszámával fog járni, hasznos nyomatéka ekkor nincs. Ha terheljük a tengelyt, a nyomaték növekedni, a fordulatszám csökkenni fog. Végül növekvő terhelésnél a fordulatszám nullára csökken és a nyomaték maximális lesz.

Az üzemi áttétel, fordulatszám és nyomaték a lapátozástól és a szerkezet méreteitől függ, de — mint a fentiekben nyilvánvaló — ettől jelentős mértékben eltérhet. Az áttétel-váltztatás folyamatos és automatikus.

Különálló, csővezetékkel összekötött turbina-szivattyú és turbina esetében az erőátvitel hatásfoka igen rossz volna. Az összhatásfok a két gép hatásfokának szorzata és legjobb esetben 66% volna, tehát az energia $\frac{1}{3}$ -a veszen-



6. ábra. A hidraulikus tengelykapcsoló vázlatos rajza

dőbe menne. Ezért nem készítenek olyan hidraulikus erőátvitelt, amelynél a turbina-szivattyú a motorhoz és a turbinák közvetlenül a kerekekhez volnának kapcsolva.

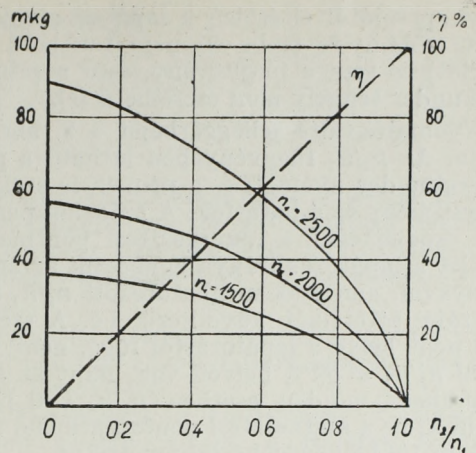
Az áramlási és leválási veszteségek lecsökkentésével elérték, hogy a hidraulikus erőátvitel hatásfokának csúcsértéke jobb, mint akár a turbina-szivattyúk, akár a turbinák hatásfoka. (6. ábra.)

Hidraulikus tengelykapcsoló és sebességváltó

A hidraulikus erőátvitelnek 3 fő típusa van :

1. Tengelykapcsoló.
2. Nyomatékváltó.
3. Tengelykapcsoló üzemre önműködően átváltó nyomatékváltó.

A *tengelykapcsoló* két, radiális lapátozású járókerékből áll. Vezetőlapátjai nincsenek. A két járókerék egyforma szerkezetű, csak a lapátok száma tér el (1 v. 3-mal), hogy rezonancia jelenségek ne lépjenek fel. A szerkezet bármely forgásirányban működik, a turbina és a szivattyúlapát szerepet cserélhetnek. A *primer és szekunder nyomaték ennél a szerkezetenél mindig egyenlő*, de nagysága a szliptől függ. (Az előbbi tulajdonság megegyezik a súrlódásos tengelykapcsolók csúszás közbeni viselkedésével, az utóbbi viszont eltér attól.)



7. ábra. Tengelykapcsoló jelleggörbéje

Hatásfoka a szekunder és primer fordulatszám hányadosa :

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

A szlip és a hatásfok összege 1-gyel egyenlő :

$$s + \eta = 1$$

$$s\% + \eta\% = 100$$

ugyanis

$$\eta = \frac{n_2}{n_1}$$

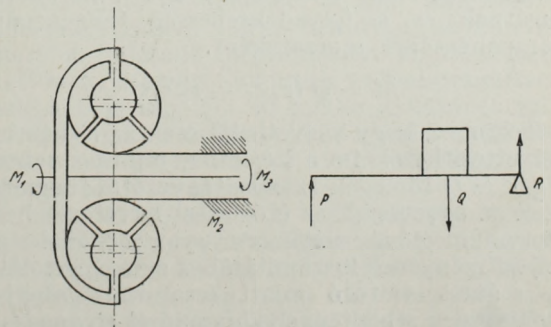
$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1} = 1 - \eta$$

Tengelykapcsoló jelleggörbéjét a 7. ábra mutatja: a fordulatszám áttétel függvényében ábrázoljuk a hatásfokot és az átvitt nyomatékot.

A *nyomatékváltó* abban tér el a tengelykapcsolótól, hogy a házzal mereven összekötött vezető lapátok is vannak benne. (8. ábra.) Mivel a lapátkoszorúkra ható nyomatékok összegének zérusnak kell lennie, tehát

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0$$

A primer és szekunder nyomaték nem azonos és így fordulatszám-áttételük is változik. A ten-

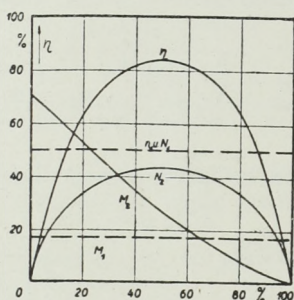


8. ábra. Nyomatékváltás elve

gelykapcsolótól eltérőleg a lapátok alakja görbült (többnyire síkba ki nem teríthető görbe felület) és sem a forgásirány, sem a primer és szekunder tengely nem cserélhető fel.

Nyomatékváltó jelleggörbéjét a 9. ábra mutatja. Az n_2/n_1 függvényében látható a primer és szekunder nyomaték, a primer és szekunder teljesítmény és a hatásfok. A hatásfok parabolikus csúcserértékét a „szerkesztési pontban” éri el: itt a lapátózás iránya egybeesik az áramlás irányával, ami csak meghatározott n_2/n_1 fordulatszám áttételnél következik be. A szerkesztési pont helye a lapátózástól függ, nem feltétlenül $n_2/n_1 = 50\%$ helyen van, mint az ábrán. A parabola minden esetben $n_2/n_1 = 70$ ponttól indul ki és a szerkesztési ponton átmenő függőlegesen többé-kevésbé szimmetrikus.

A kombinált nyomatékváltó-tengelykapcsoló szerkezetnél a vezetőlapátok szabadonfutó szer-



9. ábra. Nyomatékváltás jelleggörbéje

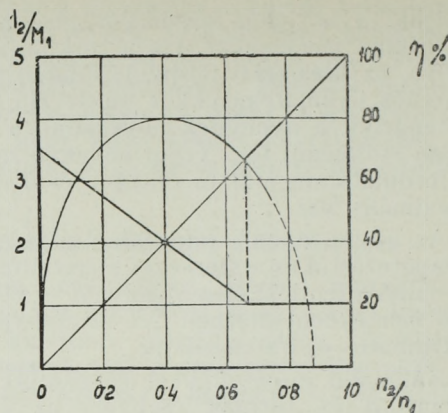
kezen vannak olyan módon felerősítve, (vagy esetleg csapok körül egyik irányba elforoghatnak,) hogy nyomatékot a házra csak addig tudnak kifejteni, amíg $M_2 > M_1$. Az ilyen erőátvitel a M_2 és M_1 vonalak metszéspontjában — ami ugyanolyan n_2/n_1 áttételnél van, mint a hatásfokok vonalainak metszéspontja — önműködően tengelykapcsoló üzemre vált át. Ez a 10. ábra szerint jelentős hatásfok javulással jár.

A hidraulikus erőátvitel teljesítménye

Ilyen szerkezetek méretezése az Euler egyenletekből indul ki. Ezek a lapátkoszorúkra ható nyomatékot adják meg az időegységben átáramló folyadék tömegének, a be- és kilépő sugárnak és a folyadéksebesség tangenciális komponensének szorzataként.

$$M = Q (r_1 c_1 - r_2 c_2)$$

Tekintve, hogy közvetlenül csak az r sugarak helyettesíthetők be a képletbe, míg a c sebességek és Q tömegek számos tényezőtől függenek, ezek az egyenletek az erőátvitel méretezéséhez, illetve meglévő szerkezet nyomatékának és teljesítményének kiszámításához nem elegendők. A számos változó miatt (csatornák alakja, lapátszögek stb.) tengelykapcsoló és nyomatékváltó kísérletek nélkül nem szerkeszthető meg.



10. ábra. Nyomatékváltó-tengelykapcsoló jelleggörbéje

A bevált típusokat viszont rendszerint több gyár is gyártja és sokféle célra használják fel azokat.

A hidraulikus erőátvitelre, — úgy mint a turbinákra és szivattyúkra, — érvényes az ú. n. „hasonlósági törvény”. Ez azonos rendszerű, arányosan nagyított vagy kicsinyített gépek lineáris mérete és nyomatéka közötti összefüggést adja meg.

$$M_1 = k_1 \cdot n_1^2 \cdot D^5$$

ahol M_1 = a primer nyomaték

k_1 = az n_2/n_1 -től függő állandó

n_1 = a primer fordulatszám

D = a tengelykapcsoló vagy nyomatékváltó névleges átmérője (a meridián metszet legnagyobb átmérője).

Ebből következik, hogy egy bevált típus más nyomatékokra és más fordulatszámra is elkészíthető, a méretek arányos nagyítása vagy kicsinyítése útján. De az is következik ebből, hogy a hidraulikus erőátviteli szerkezetek más nyomaték és más fordulatszám esetében másképpen viselkednek és általában csak azzal az erőgéppel üzemeltethetők jól, amelyekhez készültek. Mivel a nyomaték a névleges átmérő ötödik hatványától függ, kis méretnövelés igen nagy nyomatéknöveléssel (és így teljesítménynöveléssel) jár, azonban ez a kis méretváltoztatás elkerülhetetlenül szükséges. Ha például van egy bevált típus egy 150 LE-s motorhoz, és szükséges volna hasonló erőátvitel azonos fordulatszámú 100 LE teljesítményű motorhoz, akkor a kisebb motorhoz kb. 8%-kal kisebb méretű másik szerkezet szükséges. A 150 LE-s tengelykapcsoló vagy nyomatékváltó úgy lecsökkentené a 100 LE-s motor fordulatszámát, hogy az a teljesítményét nem tudná leadni.

Nyilvánvaló, hogy nagyobb teljesítményre is nagyobb tengelykapcsoló vagy nyomatékváltó kell. Ha a méretek növelése nem jön szóba, a fordulatszám fogaskerék-áttételezéssel való megváltoztatásával is beállítható a nyomatékváltó vagy tengelykapcsoló a szükséges teljesítményre. (Folytatjuk.)

A „Beloianisz“ balatoni utasszállító motorhajó

FERDINÁND LÁSZLÓ

Ötéves népgazdasági tervünk a hajózás fejlesztésének keretében az utasszállítás fejlesztését is előírta. Ennek keretében a követelményeknek megfelelően főleg a balatoni utasszállítás fejlesztésére került sor. Szükségessé tette ezt az a tény, hogy szocialista fejlődésünk a Balatont és környékét a dolgozó nép üdülő és játszóterévé alakítja ki fokozatosan. Mind nagyobb és nagyobb tömegben keresik fel az üdülő dolgozók a Balatont és ez az áramlás az elmúlt évek során tervszerűvé és irányítottá vált. 1948. évtől kezdődőleg egymásután szervezték meg és létesítették a szakszervezeti, üzemi és hivatali üdülőket, amelyek még eddig soha nem látott mértékben tették lehetővé, hogy a dolgozók részesülhessenek a Balaton gyógyító, üdültető és szórakoztató adottságaiban.

A közlekedést irányító szervek mindezeknek a következményeit már időben felismerték és 1949-ben elkészítették a várható üdültetési forgalomnak megfelelően a balatoni hajózás fejlesztésének tervét.

Ennek az előrelátásnak a helyes voltát igazolja az alábbi grafikon is, amely szerint a balatoni utasszállítási teljesítményben 1950. évben ugrásszerű növekedés mutatkozik, a férőhelynövekedésen túlmenő mértékben.

A várható forgalomnövekedést két irányban kellett kielégíteni, éspedig a Balaton keleti és nyugati partjai között jelentkező úgynevezett átkelésjellegű és a Balaton hosszirányába eső úgynevezett kiránduló forgalmat. Az előbbi súlypontban Siófok—Balatonfüred—Tihany, valamint Fonyód—Badacsony, Boglár—Révfülpő között, míg az utóbbi Siófok és Badacsony között volt várható.

Az első feladatra kisebb méretű, 150—250 utasbefogadóképességű, míg a másodikra legalább 400—600 utasbefogadóképességű hajók alkalmasak.

Ezért a fejlesztési terv 3—4 ilyen kisebb méretű, és legalább 2 nagyobb méretű utasszállító hajó megépítését irányozta elő.

A meglévő hajóink műszaki fejlesztésével 1950. és 1951. években a szükséges utasteret biztosították. Ennek keretében 3 db. úgynevezett „propeller” típusú dunai utasszállító csavaros gőzhajót alakítottak át balatoni forgalomra. Alakjuk, valamint állékonysági tulajdonságaik megfeleltek a balatoni hajózási követelményeknek. Immár két éve állnak üzemben a Balatonon és annak az utazóközönség által is kedvelt hajóegységeivé váltak. Aki a Balatonon járt, ki ne ismerné az „Uttörő”, az „Ifjú gárda” és a „Pajtás” nevű gőzhajókat, amelyek átépítésük következtében komoly tavi egységekké váltak és külsejükben sem emlékeztetnek már a dunai

hajókra. Ezeknek a hajóknak a sebessége 16—17 km/óra között van és ez alkalmas sebesség arra, hogy az átkelésjellegű járatoknál a már korábban megállapított menetidőket tartassák.

A másik feladatnak a kirándulójáratok hajótípusát balatoni viszonylatban egész új alapokon kellett kialakítani.

E hajótípusnak a kialakítását a felmerülő forgalmi követelmények, a Balaton hajózási adottsága és nem kevésbé a hajók előállíthatósága határozták meg.

A forgalmi követelmények szükségessé tették olyan hajónak a megépítését, amely esetleg egy félnapos út esetén is mind férőhely, mind elhelyezés szempontjából kényelmet és mindamelllett a megfelelő szórakozást is biztosítja az utazóközönség számára. A Balaton táji szépségei akkor élvezhetők, ha nem zavarja a zsúfoltság és az ebből eredő kellemetlen következmények és biztosítva van az utazóközönség számára a hajó teljes terhelése mellett is a szabad kilátás, továbbá mindez fennáll akkor is, ha kedvezőtlen időjárás mellett védetebb fedélzeti helyen kell tartózkodni. Ezek a kiránduló hajók — szemben az átkeléseket lebonyolítókkal — a Balatont, annak hossz tengelye irányában szelik át és ki vannak téve feloldalas irányban a Balatonon általában uralkodó északnyugati és délkeleti szeleknek. Ezért a hajó szerkesztésénél a kedvező állékonyság biztosítására nagy súlyt kellett fordítani. Ezek a hajók nem lehetnek úgynevezett nagy kezdeti oldalirányú stabilitásúak. Dinamikus stabilitásuk azonban megfelelő fokon kell, hogy álljon. Mindezeknek az eredménye a kedvező, lágy hajóingulás, amely fázisban elmaradt a hullámok impulzusától.

Ezekkel a kívánalmakkal szemben ellentmondó követelmény az, hogy e hajók merülése aránylag csekély legyen. A Balaton egyes szakaszai, valamint a kikötők egyes helyeken és különösen az őszi időben jelentkező alacsony vízállásai szükségessé teszik azt, hogy a hajók merülése teljes terhelésnél az 1,5 métert meg ne haladja. Mindamelllett a hajó szélességi és hossz méretei sem voltak túlzottan növelhetők, mert a balatoni forgalmasabb kikötők közül kettőnek, éspedig Siófoknak és Balatonszemesnek a bejárata 25—30 méter nyílású és azon kívül Siófokon és Fonyódon a hajó megfordulására mindössze 70—80 méter szélességű vízterület áll rendelkezésre.

A hajók sebességét 21—23 km/órára tervezték, minthogy a kirándulójáratok 45—50 km-re fekvő kikötők között bonyolítódnak le. Ezt a távolságot aránylag rövid idő alatt kell megtenniük a hajóknak ahhoz, hogy a kiránduló közönség Badacsonyban és környékén partra-

szállva megtekinthesse az ottani nevezetességeket, illetőleg átszállva más hajóra, eljuthasson Keszthelyre és onnan visszatérve még az éjszakai órák beállta előtt elérhesse a kirándulójárat kiindulópontját. Az ilyen módon igényelt hajóméretek, valamint a hajósebesség meghatározták az abba beépítendő gép teljesítménymagyságát is. Az előzetes számítások szerint, figyelembevéve a viharos időjárásnál szükséges tartalék teljesítményt, 400 LE körüli teljesítményű főgépre volt szükség.

Ki kellett továbbá elégíteni a hajós-személyzet korszerű elhelyezésénél felmerülő szociális igényeket is. Minthogy e hajók vonalhajó jellegűek már, az állandó ottlakást a hajó személyzete részére magasabb fokon kell biztosítani.

Fentebb vázolt követelmények alapján tervezték meg az első nagyméretű balatoni kirándulóhajó típusát és ennek első példányát a „Beloianisz”-t.

A tervezés eredménye alapján a hajó teljes hossza 43,6 méter, szélessége a főborda mentén 6,8 méter, a szélesség a legjobban kinyúló pontok között 7,2 méter, a hajótest oldalmagassága 2,85 méter.

A hajó merülését 600 utassal, 11 tonna üzemolajjal, kenőolajjal, ivóvízzel, összes felszereléssel, leltári tárgyakkal és tartalék alkatrészekkel 1,45 méterre választották. A kívánalmaknak megfelelően a hajó sebessége, a rendelkezésre álló 1 db. 450 LE-s hajó-Dieselmotor teljesítménye mellett 3,5–4 méter vízmélységnél, szélcsendes időben 22–23 km/óra.

A hajó főgépének teljesítménye és annak 330/perc fordulati száma, valamint az elérendő hajósebesség legalább 1,4 méter átmérőjű és 1,80 méter emelkedésű hajócsavar alkalmazását tette szükségessé. Minthogy a hajó merülési viszonyai a már említett okokból korlátozottak voltak, a hajócsavart a hajófar tounelles ki-

képzésével csekély mértékben be kellett súlyosítani a hajótestbe úgy, hogy a hajó legnagyobb bemerülése a megkívánt 1,45 métert ne haladja meg.

A hajótest külhéja szegecselt, a belső merevítő elemek pedig hegesztett kivitelben készültek. A felhasznált hajóépítési vasanyag 41–45 kg/mm² szakítószilárdságú, 18–20% nyúlású Siemens-Martin acél. A hajótest szerkezeti kivitelénél a kisparti hajózású tengeri hajókra vonatkozó előírásokat alkalmazták. A hajótest-elemek összehegesztésére a hajóosztályozó intézetek részéről elfogadott, kiváló minőségű hazai gyártmányú „Nicrod 50” jelű villamoshegesztő-elektrodát használták.

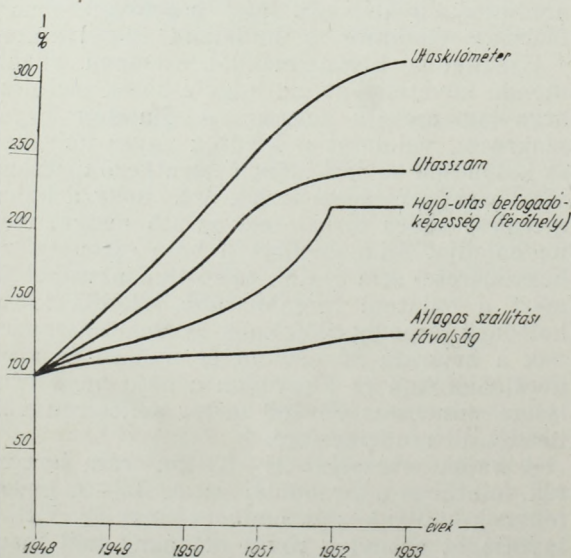
A hajóorr és fartökéje 8 mm, a hajótest lemezélése pedig 4–7 mm vastagságú acéllemezekből készült. A bordák, hosszmerítők és általában a merevítő elemek 6–7 mm vastagságú idomvasakból, illetőleg peremezett lemezekből készültek. A válaszfalakat 3,5–4 mm vastag lemezből készítették hegesztett kivitelben és azokon merevítésül, a bordaosztásnak megfelelő távolságban függőlegesen behesztett laposvasakat alkalmaztak. A felépítmények falai 2,5–3 mm vastag acéllemezből szintén hegesztett kivitelben készültek. A fedélzetek 30 mm vastag fenyőfából készültek. A parancsnoki hidat, a kormányállást, fenyőből állították elő. A felépítmény süllyeszthető ablakait alumínium kerettel látták el. Ezeknek az ablakoknak a nyitása és zárása forgattyús szerkezettel történik. A hajótesten elhelyezett oldalablakok szabályszerű kivitelben minőségi alumínium öntvényből készültek.

A hajótestet 6 válaszfal 7 vízmentes rekeszre osztja, amelyek közül első a lánckamra, második a leltártér, harmadik a személyzeti lakótér, konyha és személyzeti mosdó és étkező, negyedik a motortér, a 11 tonna gázolaj befogadására alkalmas üzemanyagtartállyal, ötödik a fedélzet alatti utastér. A hatodik térben nyert elhelyezést az ivóvíztartály, a hetedik legutolsó tér pedig a farbiztonsági tér.

A hajó főfedélzete folytonos vonalban van kiképezve és annak mellső részén kissé emelt habvédelem biztosítja a horgonyemelő berendezésnek és a környezetének a felcsapódó hullámok elleni védelmét. A főfedélzeten elhelyezett felépítményekben mind elől, mind hátul utasterek vannak kialakítva. Itt vannak elhelyezve az utasmellékhelyiségek, a buffet, a hajó iroda- és rádiófülkéje, a lépcsőaknák, valamint a horgonyemelő berendezés.

A gépházból a legfelső fedélzetre egy nagyméretű akna húzódik fel, amely a gépház levegőjének a tisztántartását biztosítja és azonkívül javítás esetén ezen keresztül emelik ki a hajó főgépét a hajótestből.

A felső fedélzet teljes egészében nyílt utastérre van kiképezve. Ennek mellső részén képezték ki a parancsnoki hid feljáróját, emellett közvetlenül a parancsnok lakófülkéjét, valamint a tartalékfülkét. A felső fedélzet mellső részén,



1. ábra. A balatoni utasszállítás fejlődése

annak kb. egyhatodába szélfogó mellvéd van beépítve. A felső fedélzet egyharmad része állandó tetővel van borítva, míg a többi részek felett ponyvatető feszíthető ki. A felső fedélzet ezen állandójellegű tetején van elhelyezve a parancsnoki hid két viharfülkével, a kormányállás, két mentőcsónak és a hajó kéménye. Ugyanide torkollik be a már korábban említett gépakna is, amely jó idő esetére rácszattal, rossz idő esetére pedig lemeztetővel fedhető be. A hajó kéményén van elhelyezve egy nagy hangerejű „Tiffon” rendszerű légtűrt, amely magasnyomású levegővel a parancsnoki hídról működtethető. A parancsnoki hídon viharfülkében van elhelyezve egy-egy mechanikus és egy-egy villamosműködtetésű parancsjelző készülék és biztonságból egy-egy szócső.

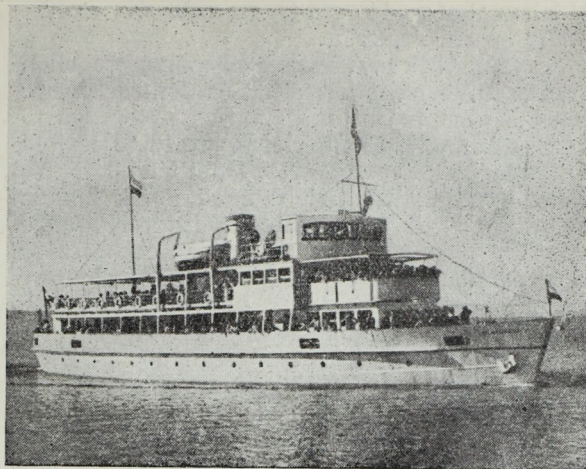
A kormányállásban van elhelyezve a kormányberendezés, amely kéziműködtetésű és a kormányzóhoz szükséges mozgásokat tengelyvezetők útján juttatja el a kormánylapáthoz. Ugyancsak a kormányállásban van elhelyezve egy cardanos folyadékfékezésű tájolóberendezés és a különböző hajózási és fedélzeti lámpák ellenőrző és kapcsolószekrénye. A kormányállás tetejének magasságában a mellső árbocrúdon van elhelyezve a hajó fényszórója.

A hajó főgépét egy 6. KNCR 80. jelzésű, Lang gyártmányú átkormányozható Diesel-motor képezi, amelynek teljesítménye 450 LE 375 percenkénti fordulatszám mellett. A motor gázolaj fogyasztása 175–180 g LE/óra. A motor teljesítményét közvetlen hajtású acéltengely adja át a hajócsavarnak. A hajócsavar tolóerejét a hajótestre a gépházban elhelyezett golyóstalpcsapágyon keresztül adja át. A hajócsavar öntött acélból készült, a hajócsavar tengelyvezetéke pedig, a nyomcsapágyat kivéve, fehér fémbetétes sűrűlódócsapágyakból áll. A bakcsapágy azonban kemény gumibetéttel van el látva.

A hajó kormányzását kb. egyharmadrészben kiegyensúlyozott úgynevezett „balance” kormány biztosítja.

A fő és segédgépet a motorokra szerelt hűtővízszivattyúk segítségével közvetlenül a Balaton vizével hűtik. A motor kenőolaját kenőolajhűtő tartja a kívánt hőfokon. A főgép indítása magasnyomású levegővel történik és az ehhez szükséges levegő tárolására 2 db. 200 l űrtartalmú levegőtartány szolgál. Ezek a légtartányok úgy vannak méretezve, hogy azokból utántöltés nélkül egyfolytában legalább tizenkét előre és tizenkét hátra indítás hajtható végre. A főgép forgási irányának átkormányozása 4–5 másodperc alatt hajtható végre. A főgép kipufogóvezetékének hőkisugárzását szigetelés gátolja, a kipufogásból eredő zörejeket pedig a kéményben elhelyezett hangtompító edény csökkenti.

A hajó világításához és a különböző segédgépek üzemeltetéséhez szükséges elektromos energiát 2 db. egyenként 15 LE teljesítményű kéthengeres Diesel-motor biztosítja az azok tengelyére kapcsolt 110 voltos egyenáramú dinamók útján.



2. ábra. A „Belolannisz”

A gépházban van elhelyezve továbbá a vész- és segédvilágítást szolgáló 24 voltos akkumulátortelep is, valamint az elektromos hálózat központi kapcsolótáblája. A főhálózati áram kimaradása esetén a vészvilágítás a hajón ön-működően bekapcsolódik.

A gépházban van továbbá elhelyezve a hajó mentőszivattyújának központi csaprendszere is, amelynek megfelelő nyitásával a hajó, bármely vízmentes válaszfal által határolt teréből süllyedés vagy lék esetén a vizet gépi úton ki lehet szívni. Az egyes vízmentes válaszfalak által határolt terek kézi fenékszivattyúkkal is rendelkeznek arra az esetre, ha a hajó üzemen kívüli állapota mellett a hajófenékből a lecsapódott, vagy oda bármi módon befolyt vizet el kell távolítani.

A hajó el van látva egy nagyteljesítményű, elektromos meghajtású tűzoltószivattyúval, amelyről egyszerre 4 tűzfecskendőt lehet üzemben tartani. A hajó belső terei és fedélzeti részei számos helyen tűzcappal vannak ellátva. A tűzcappokra bekötött tűzoltótömlő útján a hajó bármely része tűz esetén vízzel árasztható el. A kellő biztonság okából a lakó-, üzemi és utastermekben több vegyi tűzoltó készülék is rendelkezésre áll tűzoltási célokra.

A vonatkozó hatósági előírások alapján az utazóközönség életbiztonsága céljából a hajó két nagyméretű mentőcsónakkal és ezen kívül számos mentőpaddal és mentőövvel van el látva úgy, hogy veszély esetén a 600 utas ellátható mentőfelszereléssel. Ugyancsak a vonatkozó hatósági rendelkezés alapján a hajót úgy tervezték meg, hogy a vízmentes válaszfalak által határolt belső hajóterek valamelyikének vízzel történt elárasztása után a hajó nem merül be annyira, hogy a víz a főfedélzet fölé emelkedjen. Az ezzel kapcsolatban végzett ellenőrző lékszámítások azt igazolják, hogy a hajó ennek a követelménynek teljesen megfelel. A legkedvezőtlenebb helyzet akkor adódik, ha a hajótestben lévő mellső személyzeti lakóter, vagy pedig a hátsó alsó utastér kerül víz alá. Első esetben a fennmaradó vízfeletti szabad

oldalmagasság 44 cm-t, az utóbbi esetben pedig 34 cm-t tesz ki.

A hajó állékonyságának ellenőrzésére ellenőrző számítások is készültek és döntési kísérleteket is végrehajtottak.

A számítások és kísérletek szerint a legkedvezőtlenebb eset akkor adódik, amikor 300 utast a hajó felső fedélzetének egyik oldalán helyeznek el. A hajó dőlési szöge akkor a függőlegeshez képest 12 fok és 20 percet tesz ki. Ugyanekkor azonban még elegendő állékonyság áll rendelkezésre arra, hogy hullámos vízben is a hajó megbízhatóan ússzon.

Az oldalszállal szemben fennálló állékonyság ellenőrzésére végzett számítások szerint a hajó teljes terhelésénél, a Beaufort skála 7. szélessége mellett a hajó oldalirányú dőlése mindössze 2 fok és 10 percet tesz ki. Ez igen kedvező eredmény.

A hajó a balatoni utasforgalom tekintetében merész újítást jelent, mert hiszen ha méreteknél meg is közelítették a korábbi hajókénak a fő méreteit, utasbefogadóképesség, vízkiszorítás és teljesítmény tekintetében ez a hajó messze fölülte áll azoknak.

A hajó kivitelezésénél nagy gondot fordítottak a szépészeti szempontok kielégítésére is. A zárt utasterek berendezése és falai termeként változó színárnyalatúak. A mennyezet mindenütt fehérszínű, míg a falak halványkék, halványrózsaszín és halványzöld, vagy fehér színűek. A berendezés fa részei „natur” színűre vannak fényezve. A bútorok huzata és a függönyök barátságos, élénk színűek és összhangban vannak a falak színével. A cél az volt, hogy a belső terek hatása barátságos és vidám legyen.

A személyzeti terek kialakításánál hasonló volt a cél és ehhez még hozzájárult a teljes lakajosság kielégítése is. A személyzeti fülkék berendezése úgy van kitépezve, mint egy lakószoba. A személyzeti étkezőhelyiség a konyha közelében van úgy, hogy egy eltolható ajtón át az étel frissen és melegen juttatható el abba. — Az utazóközönség részére az ételt beépített felvonó szállítja a fedélzeti étkezőhelyiségbe. Nagy gondot fordítottak továbbá a hajó belső térének megvilágítására is.

A hajót üzembe állítás előtt a Közlekedési Minisztérium hajózási főosztályának szakértői tüzetes vizsgálatnak vetették alá. Ennek során június hónap utolsó napjaiban megtartották a hajó üzembeállítás előtti vizsgálatát és a 10 órás átvételi menetpróbáját. A menetpróbán Balatonfüred és Tihany közötti kitézett 3 km-es szakaszon 6 menetben teljes terhelés mellett sebességi próbát is végeztek. A sekélyebb vízű helyeknél 18 km-es, a 2,5 méternél mélyebb vízű helyeknél pedig 22—23 km-es óránkénti sebességet mértek. Az állékonyságot ellenőrző döntési kísérletek a szerkesztési számításokkal egybevágó eredményt adtak.

A kormányképesség tekintetében a próbák elején kifogásolni való akadt, ezeket a hibákat azonban a kormányfelület megfelelő növelésével kiküszöbölték.

A hajó teljes sebesség mellett, a hajtótést teljes hosszának két és félszeresét kitevő átmérőjű körön belül tudott megfordulni. Érdekes tapasztalat, hogy teljes menetsebesség mellett hirtelen forduláskor a fordulás elején egy rövid időre kissé erősebben megdőlt a hajó, de utána ismét visszanyeri a függőleges helyzetét. Ennek az oka az, hogy a hajó nagy sebessége következtében erős farhullámokat idéz elő, amely forduláskor a hajót utólérve azt rövid időre kissé az oldalára dönti. A hajó személyzetének azonban helyes műveletezéssel módjában van ezt üzem közben elkerülni.

Kétségtelen, hogy a hajótést kialakításánál már a bevezető résznél elmondott hajózási követelményeket mind csak megközelíteni lehetett annál is inkább, mert ezek hajószervezési szempontból egymással ellentmondóak. A megkívánt aránylag nagy hajóméretek és a balatoni viszonylatban szükséges viszonylag nagy sebesség a hajó szerkesztőit kompromisszumos megoldásra készítették.

A hajó az 1952. évi balatoni hajózási fő csúcsgazdálkodási idején teljes üzemben töltötte. Főleg Siófok—Badacsony közötti vonalon közlekedett, de felhasználták sok esetben külön esti sétahajózásra is. A balatoni utazóközönség a hajót jó tulajdonságai miatt megszerette. Múltán gyönyörködhetnek a hajóban a Balaton partján üdülő dolgozók, figyelve annak kiemelkedő tetszetős vonalait, éjszaka pedig, annak pazar kivilágítását.

A motorhajó megoldásában és kivitelében úttörő a Balatonon és mint hajónak külön egyénisége van. Ez minden hajónál fennáll és ahhoz, hogy jól lehessen azt üzemben tartani, annak egyéni tulajdonságait meg kell ismerni. Ezen tulajdonságokat a hajó személyzete és vezetői igen gyorsan kiismerték és ennek eredménye volt az, hogy a hajó immár egyes, méreteihez képest kisméretű balatoni kikötőben, kedvezőtlen időjárás mellett is teljes biztonsággal műveletezik. A hajó üzemben tartása teljes mértékben igazolta a szerkesztési számítások eredményeit és minden tekintetben kielégítette a hajóval szemben támasztott formai követelményeket. A tapasztalatok azt mutatják, hogy a hajó szerkesztői és a hajó építői, a Balatonfüredi Hajógyár dolgozói jó és úttörő munkát végeztek a hajó megépítésénél. Bebizonyították, hogy a Balatonra lehet nagyobb méretű, jó hajót is építeni, olyan hajót, amely kedvezőtlen időjárásban is simán, kisméretű lengés mellett tud közlekedni a háborgó vízen.

A hajót a hajóépítők kérésére Beloianisz elvtárs görög szabadsághősről nevezték el, akit a görög reakció az amerikai imperialisták nyomására kivégeztetett.

A „Beloianisz” utasszállító motorhajó megépítésével a magyar hajózás ismét gazdagabb lett egy értékes hajóegységgel.

A Beloianisz motorhajó megépítése hirdeti életszínvonalunk emelkedését, népi demokráciánk erősödését. Elnevezése büszkén hirdeti a világot átfogó béketábor egységét és erejét.

A Szovjetunióban és a népi demokratikus országokban a közlekedés súlyponti kérdése a természetes és mesterséges víziutak fokozottabb felhasználása szállítások lebonyolítására. A népi demokratikus országok közül Romániának fejlődött és jelentős folyami, valamint tengeri hajózása van.

A baráti Románia segítségével tanulmányút keretében kikötőinek forgalmát és folyami víziútjait az alábbi csoportosításban tanulmányoztuk:

I. Kikötőforgalomról általában.

II. Kikötőkben folyó mélyépítések.

III. A forgalom biztonságát elősegítő folyam-szabályozó és kitzűző szolgálat.

IV. Tengeri Duna-szakasz, Sulina-csatorna.

I. A kikötőforgalomról általában

A romániai kikötők tengeri és folyami kikötőkre tagozódnak.

A tengeri kikötők forgalma a felszabadulás előtt Románia nyugat által kizsákmányolt félgymarmati helyzetének megfelelően túlnyomórészt nyersanyagexportból és kis rakodási feladatot jelentő gépek és piperecikkek importjából állott. A felszabadulás után megváltozott a helyzet. Bár azóta is exportálnak nyersanyagot, de ezzel párhuzamosan megnövekedett a készárú exportja is. Az addig importált piperecikkek mennyisége lecsökkent és a nyersanyagok importja fokozódott. Jelenleg már megvan az egyensúly a tengeri export és import között. A szállítás rohamos növekedése folytán a tengeri kikötőknél az árú ki- és berakodását szervezeti intézkedésekkel, belső tartalékok feltárással, a kikötők rakterületének növelésével és döntően a rakodás gépesítésének tervszerű fejlesztésével oldják meg. A rakodás gépesítését rövid és távlati tervek keretében — a könnyűgépesítést éves, a nehézgépesítést több évre átmenő beruházásokkal valósítják meg. Ugyanez áll a folyami kikötők viszonylatára is.

A romániai tengeri kikötők forgalmában éves átlagban a legnagyobb át-, illetve kirakási feladatot az érc jelenti. Rakodását nagyrészt a Szovjetuniótól kapott 7–10 tonnás darukkal, markolók segítségével, valamint úszó elevátorokkal végzik. Az úszó elevátor a part magasságában futószalagra dobja az ércet, vagy közvetlen hajóba, illetve vasúti kocsiba rakja át. A tengeri kikötőkben találtunk még ugyancsak a Szovjetuniótól kapott vasúti sinen közlekedő motoros, valamint hernyótalpas darukat is.

Romániának gabonából nagy exportja van. A nagy gabonaforgalom lebonyolítását szolgálják azok a 40 m magas, 3000 m³ befogadására alkalmas automata mérleges gabonasílok, melyeket tengeri kikötőiben találunk.

A folyami kikötőket 2 csoportra osztjuk fel: úgymint állandó és szükségkikötők. Az állandó kikötők a mi Nemzeti Szabadkikötőnköz hasonló gépi berendezésűek és a szüntelenül emelkedő vízforgalom miatt ugyancsak túlterheltek. Raktáraik és rakodó berendezéseik közvetlen a folyam partján vannak elhelyezve, kiépített medencés kikötők száma a vízhálózathoz viszonyítva csekély. A tengeri kikötőknél már felsorolt rakodóberendezéseken kívül használatban igen elterjedt a futószalagos rakodási módszer partról hajóra és viszont. Természetesen ez csak ideiglenes megoldás, mert a folyami kikötői fejlesztési tervükben több ugyancsak Szovjetunióból beszerzett és beszerzendő daru üzembeállítása áll, ahogy azt a vízforgalom tervszerű növekedése szükségessé teszi.

Nagytömegű rakodási feladatot jelentő építkezések anyag- és idényjellegű mezőgazdasági termékek rakodására átmeneti megoldásként szükségkikötőket létesítenek, pl. a Duna—Feketetengeri-csatorna építéséhez az érkező építési anyagok kirakási helyén, mezőgazdasági termények gyűjtőhelyén stb. Az ilyen kikötőknél, illetve rakodóknál főleg a kirakások meggyorsítására hernyótalpas darukat és transzportereket, valamint kisebb emelőképeségű úszó darukat használnak. Ezek segítségével főleg szenet, követ, építkezési anyagokat és mezőgazdasági termékeket.

A forgalom zökkenőmentes lebonyolítása céljából mind a tengeri, mind a folyami kikötőknél a legszorosabb együttműködés kiépítését tapasztaltuk az államvasutakkal, a kocsiforduló idő csökkentése érdekében. A vasúti kocsik kirakására megállapított idők betartását legszigorúbban ellenőrzik. Egy vasúti kocsira kikötőben 6 óra rakodási időt engedélyeznek, egyéb helyeken a körülmények mérlegelésével 3–6 órát, nyíltvonali kirakásnál 1 órát.

A munkaerővel való gazdálkodás Romániában is olyan súlyponti kérdés, mint a többi népi demokratikus államban. A ki- és berakások folyamatos gépesítése a nehezen fellelhető kézi munkaerő csökkentését teszi lehetővé. Ha a rakodások szükségessé teszik, a dolgozókat egyik kikötőből a másikba csoportosítják át. A rakodómunkások állandó alkalmazottak.

A tömegárú és darabárú tengeri-, illetve folyami rakodásánál a rakodást végző dolgozók a szovjet tapasztalatok és irodalom alapján igen sok újítást vezettek be.

II. A kikötőkben folyó mélyépítések

A kikötőkben az alább felsorolt partfalépítési módokat alkalmazzák:

1. Rézsús partburkolásnál a lábazati kőhányás rőzsepokrőcon nyugszik, a lábazati kőhányásban levert cölöpsorral és fogóakkal meg-

erősítve. A cölöpök és fogófák állandóan víz alatt vannak. A 25–30 cm vastag kőburkolat alatt 25–30 cm vastag homokos kavicsréteget alapoznak. A hézagokat általában cementhabarccsal öntik ki.

2. Fügőleges partfal, amelyet rőzsepokrócra és ezen keresztül vert cölöpökre alapoznak, általában szekrényes kivitelben.

3. Fügőleges partfal cölöpökön nyugvó, hátrahorgonyzott vasbeton szőgtámfalak.

4. Fügőleges kőtámfal előregyártott betontömbökre alapozva. A feketetengeri kikötőknél a partfalak alapozása 40 tonnás zömökre történt puzolán cementtel és santoria adalékkal, hogy a nagy magnézium tartalmú tengervíznek ellenálljon. A zömöket 6 hónapi szárítás után szállították a part mellé, ahonnan 50–60 tonna emelőképeségű úszódaruval emelték be a beépítés helyére. A helyszíne szállítási uszályokkal történt. A pontos elhelyezést bűvár közreműködésével biztosították. A kotort fenékre kötörmeleket szórtak a szint kiegyenlítésére.

5. Kétszer 20–20 méter széles rőzsepokrócra helyezett (3–3 méter átfedéssel) kötöltés, két sorban levert cölöpök és fogófák között kőráttal.

6. Alul nagy beton- és kőtömbökre (15 tonnáig) helyszíni betonozással készített felmenő fal és víz felett terméskő falazással, betonfedéllappal.

7. Előregyártott, levert vasbetoncölöpök, leverés utáni meghosszabbítással két irányban vasbetongerenda merevítésekkel.

III. Folyamszabályozás és kitűző szolgálat

A Szállítási Minisztérium Hajózási Vezérigazgatósága műszaki hajóinak törzskikötője Giurgiuban van. A kotrószolgálat Romániában 40 éve áll fenn, de nemcsak kotrást végez, hanem az alábbi négy csoportba sorolható munkálatokat is:

1. Turn-Severin és Braila között a hajózó út kitűzése.
2. Vízrajzi megfigyelések és mérések.
3. A hajózó út és a kikötők kotrási munkái.
4. Akadályok eltávolítása a Dunából.

A kitűzők jegyzőkönyveket terjesztenek fel a Szállítási Minisztériumba arról, hogy hol történt kitűzés, amihez vázlatrajzot is mellékelnek. Ezeknek a jegyzőkönyveknek alapján a vízrajzi térképeken állandóan közzéteszik a kitűzőt hajózó út jelzéseit.

A romániai Duna-szakaszon sok hajózási akadály van, amelynek száma 300-ra tehető. Ezek az akadályok az elmúlt háború következményei és nagy számuk miatt az egyetlen emelőcsoporttal meglehetősen lassan halad a kiemelésük.

Itt említjük meg, hogy a hajóroncsok iszaptól való megszabadítását előbb centrifugális szivattyúkkal végzik, úgy hogy az egyikkel erős nyomással fellazítják az iszapot, a másikkal

pedig elszívják. A szivattyúkosarakat bűvárok helyezik el.

IV. A Sulina-csatorna

A Kilia-, Sulina- és Szent György-ág közül a Sulina látszott legalkalmasabbnak a hajózó út állandó fenntartására, ezért a múlt század közepén Hartley mérnök tervei szerint 1860-ban tölcseralakú mólókat építettek, hogy az ezáltal keletkezett nagyobb sebességű víz hordalékát elsdorja. Később még egy póttöltéssel meghosszabbították az eredetileg készített mólókat. Az első kőmólók nagy betontömbökre épültek, a második töltés kőalapozású cölöpökkel. Az utóbbi építése 1871-ben fejeződött be. Ez az állapot 1920-ig maradt meg, amikor a világháború alatt elhanyagolt kotrási munkák következtében az eredeti csatorna feliszapolódott és ekkor szükségessé vált a kijárat irányának megváltoztatása. 1924-ben észak felé készítettek egy átvágást, ez azonban körülményessé tette a hajózást, mivel erős vonatkozóval kellett a hajókat az északi átvágásból megint keleti irányba terelni, mert az eredeti töltéseken a víz átbukott és erős áramlásban volt. Ez alatt az idő alatt, illetőleg ezzel egyidejűleg az eredeti mólók folytatásában rőzsepokrócokat helyeztek le, hogy előkészítsék a végleges építkezés alapjait.

A kiliai ág, amely a Duna vizének kb. 60–67%-át viszi, erősen feltölti a torkolatát, évente mintegy 100–200 méterrel halad a tenger felé. Ez a feltöltés érezteti a hatását még a Sulina-csatornánál is, ahol ugyancsak erős feliszapolódást okoz, különösen a „Stari Stambul”-ág hordaléka. Ezt az ágot 1944-ben elzárták, hogy a Kilia-Dunaágnak a Stari Stambul leágazásból eredő feliszapolódást csökkentsék.

A Szent György-ág a Duna vizének kb. 23%-át és a Sulina-ág maximálisan 13%-át viszi.

A múlt század közepén megalakult Európai Duna Bizottság (Commission Européenne Du Danube = SED) 1856-tól 1938-ig működött. Ekkor átadta munkakörét a sinajai egyezmény alapján a román államnak. A sinajai értekezlet 1938 május 13-án ítélte a román államnak a Sulina-csatorna és a tengeri Duna fenntartását, a tényleges átvétel azonban csak egy évre rá, 1939 május 13-án történt meg. Azóta a tengeri Duna Igazgatóság látja el ezt a feladatot (Directiunea Dunarii Maritime = DDM). A DDM végzi most a szükséges kotrásokat és a tengerbe nyúló kőmóló fenntartását és bővítését. Ezeket a mólókat rőzsepokrócra építik, amelyek szélessége 32 méter. A rőzsepokrócra 1–2 méter vastagságban kötöltést raknak, hogy az egész megülepedjék. Ennek elkészítése után néhány évvel cölöpöket vernek le a már nagyrészt megülepedett töltésbe. A cölöpök nemcsak bekelődnek, hanem be is izapolódnak, ugyanis az előbb említett kötöltés felett a víz 1–2 méterrel átbukik és így a töltést beiszapolja.

Régebben, amikor lemaradtak a Kilia-ággal szemben — évente 4–500 méterrel kellett a töltésszűkítéssel előrehaladni és a sürgető szükség

miatt, amint lerakták a rőzsepokrócot, azonnal kénytelenek voltak a kötöltésbe cölöpözni. Ez azt eredményezte, hogy a kötöltések így készített szakaszai utólag süllyedtek és nagyobb karbantartást igényeltek. Most már folyamatosan készítik a töltéseket, évente kb. 100–200 méterrel haladnak a tenger felé. A rőzsepokrócokra készített kötöltést általában 4 évig hagyják ülepedni, s csak azután verik be a 40–60 cm átmérőjű cölöpöket, amelyek beverésénél 1800 kg-os verőkosokat használnak. A csatorna mélysége 24 láb (7,5 m). A mélységeket szinte naponta felméri és a feliszapolódott helyeket rögtön kotortatják. Sulinán a csatorna mélysége 12 méter.

A fentebb már leírt meghosszabbításoknál azt tapasztalták, hogy a Duna-ág évről évre 100–200 méterrel előbbre haladva megteremti magának a torkolatánál ugyanazt a helyzetet, amelyet ugyanannyival hátrább egy évvel megelőzőleg lehetett tapasztalni. Ez azzal a kedvező körülménnyel jár, hogy a töltésepítések előrehaladásánál a töltéseket nagyjából mindig ugyanarra a mélységre lehet alapozni, mert a Sulina-ág a töltés előtt a hordalékát úgyszólván előretolja. Érdekes, hogy a múlt évszázad közepén előnyösebbnek tartották a Kiliai- vagy Szent György-ág csatornázását, ami azonban óriási összegbe került volna, s mivel a megoldás sürgős volt, elfogadták Hartley mérnök tervét, aki a Sulina csatornázását a már leírt töltésér-

széri mólókkal oldotta meg és 50 évre garanciát vállalt annak zavartalan működéséért. A tapasztalat azt mutatja, hogy ez a kivitelezés a kívánalmaknak majdnem 100 évig megfelelt.

A töltések egymásközi távolsága a Sulina-csatorna tengerbe nyúló meghosszabbításánál 175–185 méter. A 60 méter nettó szélességű kotort hajózó-út az északi töltéshez van közelebb, mivel a csatorna déli része erősebben iszaposodik.

A feliszaposodást nagyteljesítményű (600–800 m³/óra) serleges kotróval távolítják el a csatornából. A kikotort anyagot 500 m³ befogadóképességű sárhajókkal kiviszik a tengerre és 12 méternél mélyebben kiürítik. A kikotort anyag általában dús iszaptartalmú és erősen sós.

A Sulina-ág mért vízsebessége átlag 0,7 m/sec. A legkisebb mért sebesség 0,3, a legnagyobb 1 méter/sec. volt. A szállított vízmennyiség közepesen 7000 m³/sec. A csatorna bejáratának jelzésére a még török időkből itt maradt világítótorony szolgál, ahonnan a toronyőr egyúttal a hatóságoknak is jelzi a hajók érkezését.

Az elmondottakból megállapítható az, hogy a Román Népköztársaság a Szovjetunió baráti támogatásával a többi népi demokratikus államokkal vállalva, mindent elkövet, hogy vízközlekedését fejlessze és ezáltal is hozzájáruljon szocialista gazdasági rendszerének kiépítéséhez.

Előfizetési felhívás

Az Országos Műszaki Könyvtár (Budapest, VIII., Rákóczi-út 5.) havonta megjelenő műszaki referáló folyóirataiban a műszaki lapszemlékben rendszeresen ismerteti a Szovjetunió élenjáró műszaki eredményeit, a népi demokráciák műszaki haladását, továbbá a technika fejlődését a többi országokban. Rövid kivonatokban számolnak be a műszaki lapszemlék a technika legújabb vívmányairól, a legújabb kutatásokról, a jelentősebb találmányokról és az új munkamódszerekről. Mindezek komoly segítséget nyújtanak termelőüzemeinknek (vállalatainknak), amelyek tervük teljesítésében az új műszaki eredmények és eljárások ismeretét nem nélkülözhetik.

A műszaki lapszemlék 1953-ban továbbra is a következő iparági csoportosításban jelennek meg:

Bányászat	200 Ft
Elektrotechnika, Híradástechnika, Finommechanika, Optika	200 Ft
Élelmezés és Mezőgazdasági Ipar ..	160 Ft
Energia és Hőgazdaság	160 Ft

Építés, Építészet, Építőanyag, Ké- rámia, Üveg és Faipar	200 Ft
Fizikai Szemle	200 Ft
Gépészet	200 Ft
Kémiai Szemle	240 Ft
Kohászat, Öntöde, Alumínium ...	200 Ft
Közlekedés, Mély- és Vízépítés, Hid- rológia	240 Ft
Papír- és Nyomdaipar	160 Ft
Textilipar	200 Ft
Vegyészet, Bőr-, Gumi- Műanyag- ipar	200 Ft

A Műszaki Lapszemlének üzemeinkben való rendszeres és széles körben való tanulmányozása és ismertetése fontos népgazdasági érdek az 1953. évi terv teljesítése szempontjából. A szemléket a vállalatvezető elvtársak olyan példányszámban rendeljék meg, hogy az érdekelt termelő üzemrészlegek dolgozói igényeinek kielégítésén felül a könyvtárban és az újtatókörben is megfelelő példányszám álljon rendelkezésre. A Műszaki Lapszemlék az Országos Műszaki Könyvtárnál (Budapest, VIII., Rákóczi-út 5.) rendelhető meg.

III. Országos Újító Kiállítás

Az Országos Találmányi Hivatal előterjesztésére Pártunk és Kormányunk hozzájárult ahhoz, hogy 1953 március 28—május 3-ig megrendezésre kerüljön a III. Országos Újító Kiállítás. Újítómozgalmunk az utóbbi két évben hatalmas fejlődésen ment keresztül. Míg 1950-ben kb. 189.000 újítási javaslatot nyújtottak be, addig 1952. év első kilenc hónapjában 339.000 volt a benyújtott javaslatok száma, 1950-ben a benyújtott javaslatok után a várható évi gazdasági megtakarítás 787 millió forint volt, 1952. év első kilenc hónapjában pedig már elérte az 1510 millió forintot. Ez a hatalmas fejlődés, az újítások számának ez a hatalmas növekedése azt bizonyítja, hogy dolgozó népünk megértette: már nem a kizsákmányoló tőkésnek dolgozik, hanem saját magának.

Az I. Országos Újító Kiállításon az volt a célunk, hogy minél több újítást mutassunk be. Az újítások számával, tömegével akartuk dolgozó népünket meggyőzni az újítómozgalom egyre növekvő erejéről. A második országos kiállításon már résztvettek kutató intézeteink is. Ez a kiállítás már az elmélet és a gyakorlat kapcsolatát bizonyította. Megmutatta, hogyan segítik tudósaink, kutatóink a termelésben a dolgozókat. A harmadik országos kiállításnak azonban még ennél is többet kell mondania, be kell bizonyítania, hogy minden mennyiségi eredmény idővel minőségi eredménnyé válik. Nem az a cél, hogy minél több újítást mutassunk be, hanem az, hogy iparkodjunk minél jelentősebb, minél komolyabb újításokat hozni a kiállításra.

A III. Országos Újító Kiállításon közlekedésünk dolgozói a közlekedési ágak súlya és fontossága szerint vegyenek részt, kifejezésre juttatva a szocialista közlekedésünk fejlődésének újabb állomását.

A kiállításra kerülő újításoknak a műszaki fejlesztési terveket kell elősegíteniök és éppen ezért célja, hogy az magában foglalja:

1. *A minőségjavítást:*
 - a) anyaghelyettesítést, minőségjavítás céljából,
 - b) minőségi ellenőrző módszereket és készülékeket.
2. *Gyártmányok korszerűsítését.*
3. *Technológiai feladatokat:*
 - a) új megmunkálási módszereket,
 - b) többgépes rendszereket,
 - c) anyagváltoztatás és ráhagyások csökkentését,
 - d) kézimunkák gépesítését,

e) gépi kapacitás fokozottabb kihasználását (meglévő gépek részletes, vagy teljes automatizálása, célgépekké való átalakítása stb.),

4. *Szerszámok, készülékek, gépek teljesítményeinek fokozását.*

5. *A szállítóeszközök és berendezések kihasználásának fokozását:*

a) gyorsított munkaműveleteket.

6. *Anyagtakarékosságot:*

a) anyagigényesség csökkentését,

b) gyengébb minőségek felhasználását (vasúti vontatási szénnél),

c) importanyagok helyettesítését,

d) hulladékanyagok felhasználását,

e) műanyagok felhasználását (kutató intézeteknél új műanyagok).

7. *Balesetelhárítást és egészségügyet:*

a) személy- és áruszállítás biztonságosabbá tételét.

A kiállításra kerülő újításokat legcélszerűbb megfelelő műszaki leírással ellátni. Az olyan újításoknál, amelyek eredetiben be nem mutathatók, modell útján való bemutatásra törekedjünk.

A III. Országos Újító Kiállítás a Városligeti Centenárium Csarnok és környező területén lesz megtartva. A kiállítás bemutatja az 1951—52. években bevezetett újításokat, amelyek sok millió forint megtakarítást jelentenek közlekedésünk, illetve népgazdaságunk számára. Bár az eddigi újítások jelentősek és közlekedésünk gazdaságosabb üzemvitelénél azok döntő szerepet játszottak, mégis megállapítható, hogy közlekedési dolgozóink csak kis részlege kapcsolódott bele az újítómozgalomba és korántsem használták ki az újításokadta lehetőségeket közlekedésünk tovább fejlesztésére, a szocializmus építésének meggyorsítására.

A III. Országos Újító Kiállítás előkészítésének munkálatai folyamatban vannak, amelynek sikeres megrendezése azonban a közlekedési dolgozók feladatát is képezi. A kiállítás fent ismertetett anyagát az üzemekben a munkahelyeken a közlekedés dolgozói, újítói, felalálói, műszaki és gazdasági vezetői, a közlekedéstudományok képviselői előre dolgozzák ki és határozzák meg, hogy melyek azok a kiállításra vihető anyagok, amelyek legjobban fejezik ki a közlekedésünk újítómozgalmának eddigi eredményeit. A kiállításra kerülő anyagok olyanok legyenek, amelyek nagymértékben segítik elő az újítómozgalomnak tömegmozgalommá való fejlesztését, hogy ezzel is növelhetővé váljék a közlekedési üzemek termelékenységének további

emelése és az önköltségeik további csökkentése.

A kiállítás szakmai vezérfonalának, mint már említettük, a műszaki fejlesztési tervek végrehajtását kell szem előtt tartania. Ezért a műszaki fejlesztés keretén belül megoldott kérdéseket elősegítő újítások bemutatása a kiállítás fő feladata.

Ez a kiállítás nemcsak újítóink javaslatainak minőségi változását fogja bizonyítani, hanem számadást fog jelenteni újítási megbízottaink és az újítási szerveink munkájáról is. Reméljük, ez a számadás oda fog vezetni, hogy az illetékes szervek között egészséges verseny fejlődik ki és ennek a versenynek a nyertese pedig a dolgozó népünk lesz.

Könyvismertetések

Kánya Ernő:

Vasútvonalak várható üzemviteli költségei

A közelmúltban jelent meg a Vasúti Tudományos Kutató Intézet műszaki tudományos osztálya vezetőjének, Kánya Ernőnek könyve, melyben a vasúti üzemviteli költségeknek a pálya jellemzőitől függő változásaira vonatkozó kutatómunkája eredményeiről számol be. A mű három részre tagozódik, amelyek jól körülhatárolt gyakorlati szempontok szerint csoportosítva tartalmazzák a gazdasági tervezéssel foglalkozó szakemberek és a tervező mérnökök részére egyaránt igen fontos tudnivalókat.

Az első részben a vasútvonalak építési és fejlesztési változatainak gazdasági hatékonyságára vonatkozóan közöl számítási eljárást a szerző, majd az élenjáró szovjet tudósok munkássága nyomán tárgyalja a tartalék teljesítőképesség gazdaságos mértékének megállapítását, a vasúti létesítmények tervezésénél.

A könyv második része az építési változatoknak az üzemviteli ráfordítások alakulására gyakorolt befolyásával foglalkozik. Az üzemviteli költségek meghatározásánál a költségmutatókon alapuló számítási módot alkalmazza a szerző. A pálya jellemzői közül a lejtési viszonyoknak az üzemviteli ráfordításokra gyakorolt hatását tárgyalja részletesen a különféle építési változatok esetén, és pedig a vonatonkénti egyenlőség és a tényleges menetsebesség alakulásától, a vonal hosszától és végül a vonatok esetleges átrendezésétől függően. Foglalkozik még a könyvnek ez a része a mértékadó emelkedőnek a vonal átbocsátóképességére gyakorolt hatásával és az átbocsátóképesség növelésének módjával. Ez utóbbi kérdés tárgyalása során forgalmi kitérők, illetőleg második vágány létesítésének gazdasági vizsgálatára is kitér.

Könyve harmadik részében a magyar vasúthálózat egyik legidősebb problémájával, a kis tengelynyomásra engedélyezett vonalak nagyobb tengelynyomásra való átépítésének kérdésével foglalkozik a szerző. A probléma részletes elemzésének eredményeképpen három fontos következtetést von le:

1. Elsőrangúsítani főként olyan másodrangú vonalakat érdemes, amelyeknek átbocsátóképessége már nem elegendő, vagy a közeljövőben elégtelenné válik.

2. Rövid és nagyforgalmú másodrangú vonalak elsőrangúsítása elsősorban jön tekintetbe.

3. Másodrangú vonalak elsőrangúsításának tervezésénél a vonal lejtési viszonyainak megjavítását feltétlenül számításba kell venni, mert az elsőrangúsítás révén lényeges gazdasági eredmények általában csak a lejtési viszonyok egyidejű megjavítása esetén érhetők el.

A könyvnek elsősorban az ad jelentőséget, hogy megismerteti olvasóit azokkal a Szovjetunióban kidolgozott és alkalmazott tudományos módszerekkel, amelyek lehetőséget nyújtanak adott esetekben a legcélravezetőbb, leg gazdaságosabb építési változatok meghatározására.

A mű gyakorlati értékét nagyban emeli az a körülmény, hogy írója nemcsak elméleti fejtegetéseket és képleteket közöl a tárgyalt nagyfontosságú kérdésekre vonatkozóan, hanem a magyar üzemi viszonyoknak megfelelő számpéldákon is bemutatja az ismertített számítási eljárások alkalmazását. A könyv tehát mind tárgyánál, mind előadásánál fogva egyaránt érdekes és hasznos olvasmány az elméleti kérdésekkel foglalkozó szakemberek és a tervező mérnökök számára.

(Vass László)

Közlekedési szakirodalmunk a felszabadulás óta rendkívüli mértékben növekedett meg : csak 1951-ben több közlekedési szakkönyv jelent meg, mint a két világháború között. Az irodalmi tevékenység megnövekedésének szerencsés kísérő jelensége, hogy egyúttal egy olyan mű elkészítésére és kiadására is sor került, amely a felszabadulás óta elmúlt közlekedési idő szakirodalmát ismerteti. A könyv, mely nem ajánló bibliográfia, hanem teljességre törekszik, dr. Czére Bélának és Vásárhelyi Boldizsárnak, a műszaki tudományok doktorának együttes munkája. A szerzők közismert szakirodalmi munkássága garancia arra nézve, hogy a bibliográfia ezt valóban eléri.

Bibliográfiát összeállítani nem könnyű dolog és aránylag ritka feladat ; irodalmunk a bibliográfiákban amúgy is szegény, tehát a szerzőknek *úttörő munkát* kellett végezniök, a könyvön azonban ezt nem lehet észrevenni. A felsorolások — amennyire ennek ellenőrzése jelen sorok írójának egyáltalán módjában állott — teljeseek, a bibliográfiai adatok megfelelőek, az ismertető szövegek rövidek, de szabatosak.

A könyv a szakirodalmat könyvekre és folyóiratokra tagolva ismerteti. A *könyvekkel* három fejezet foglalkozik : az első a könyveket, a második a sorozatos kiadványokat ismerteti. A harmadik ilyen fejezet, a könyvnek talán legérdekesebb része, ez t. i. azokat az önálló magyar nyelvű kiadványokat ismerteti — beleértve az ideológiai irodalmat is, — amelyeknek közlekedési vonatkozásai is vannak. Az utána következő fejezet a hazai *folyóiratirodalom* közlekedési vonatkozású cikkeinek felsorolása ; a fejezet 48 folyóirat és 3 gyűjteményes mű keresztmetszetét adja. Az utolsó fejezet a *szerzők neve* szerinti sorrendben tekinti át az ismertetett körül-

belül 450 könyvet és 2000 folyóiratcikket. Nem volna teljes ez az ismertetés, ha a két szerző bevezető fejezeteiről nem emlékeznénk meg. *Vásárhelyi Boldizsár* a közlekedést a maga teljes egészében, átfogóan méltatja, *Czére Béla* pedig a felszabadulás utáni közlekedési szakirodalmunkról és feladatainkról ad képet.

Kétségtelen, hogy a könyv *hézagpótló* munka, melynek *feldolgozási módjából* is sokat tanulhatunk. *Kifogásolni* a könyvön csak nagyon keveset lehet és ezek a kifogások is csak igen kis mértékűek lehetnek, amelyek a mű értékét nem érintik. Így megemlíthető, hogy célszerű lett volna az *előfejjben* a szótárakhoz hasonló módon megjelölni azt, hogy a megfelelő oldal melyik fejezethez tartozik (esetleg ABC-utalással). A *tipografizálásnál* célszerű lett volna több betűtípust használni. Bibliográfiai szempontból előnyös lett volna a folyóiratok felsorolásánál az egyes folyóiratok legelső (ill. esetleg legutolsó) számának *megjelenési idejét* is megadni. Végül célszerű lett volna a könyv elején vagy végén, esetleg színes papírra nyomtatva, külön lapon az összes előforduló *rövidítést* összeállítani.

A szerzők kiváló munkája mellett nem szabad megfeledkeznünk a *kiadóvállalatról* sem. A könyvnek a puszta megjelenése is bizonyítja azt, hogy a kiadóvállalat minden erejével igyekszik irodalmi szempontból is megfelelő színvonalat elérni és fenntartani és ezért áldozatot is hozni. Ugy hiszem, a könyvnek ebből a szempontból éppen úgy, mint használata szempontjából, igen nagy jelentősége van. Örömmel regisztrálhatjuk, hogy hatalmasan megnövekedett közlekedési szakirodalmunk elért arra a fejlődési fokra, amely már egy ilyen mű megjelenését is lehetővé és szükségessé tette.

Szabó Dezső

KÖZLEKEDÉSTUDOMÁNYI SZEMLE

Felelős szerkesztő : Harmati Sándor — Felelős kiadó : Szöllösi Ernő

Kiadja : Közlekedési Kiadó, Budapest, VII, Dob-utca 73

Terjeszti : Posta Központi Hírlap Iroda, Budapest V, József nádor-tér 1. Telefon: 180-850.

Előfizetés és ügyfélszolgálat: V, József nádor-tér 1. (üzlethelyiség). Telefon: 183-022. — Csekkszámlasszám: 61.229

Megjelent 970 példányban

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Передовая статья</i> : Приветствуем венгерско-советскую дружбу.....	41
<i>Строкаи Пал</i> : Трансмиссия электрической энергии дизельных локомотивов	42
<i>Варю Бела</i> : Некоторые руководящие принципы при проектировании локомотивов	51
<i>Визхельи Дьердь</i> : Возникающее вследствие привода перемещение давления на ось у железнодорожной тяги	57
<i>Вради Янош</i> : Применение на транспортных средствах гидравлической передачи энергии	66
<i>Фердинанд Ласло</i> : Моторное пассажирское судно Белоаннис эксплуатируемое на озере Балатон	71
Румынские водные пути и порты	75
III. Общегосударственная выставка новаторов	78
<i>Аннотация</i> : Каны Эрнэ: Предполагаемые эксплуатационные расходы на железнодорожных линиях	79
<i>Цере — Вашархели</i> : Специальная литература на венгерском языке	80

TABLE DES MATIÈRES

Editoriale : Souhaitons la bienvenue à l'amitié Hungaro-Soviétique	41
<i>Pál Sztrókay</i> : Transmission électrique des locomotives à Diesel	42
<i>Béla Varju</i> : Quelques points de vue pour le projet de nos locomotives à vapeur	51
<i>György Vizely</i> : Changement de la charge par essieu due à l'entraînement sur les véhicules de traction des chemins de fer	57
<i>János Váradi</i> : Emploi de la transmission hydraulique sur les véhicules ...	66
<i>László Ferdinánd</i> : Bateau à moteur pour le transport de voyageurs de Beloianis sur le lac de Balaton	71
Voies navigables et ports en Roumanie	75
IIIème Exposition nationale des innovateurs	78
Comptes rendus bibliographiques : <i>Ernő Kánya</i> : Les dépenses d'exploitation à attendre des lignes des chemins de fer	79
<i>Czére — Vásárhelyi</i> : Littérature spéciale de la communication en langue hongroise	80

CONTENTS

Editorial : Welcome the Hungarian Soviet Friendship	41
<i>Pál Sztrókay</i> : Electric Transmission of Diesel Locomotives	42
<i>Béla Varju</i> : Some Standard Point of View Concerning our Steam Locomotive Design.	51
<i>György Vizely</i> : Changing of Axleload Due to Drive on Railway Traction Vehicles	57
<i>János Váradi</i> : Application of Hydraulical Transmission on Vehicles	66
<i>László Ferdinánd</i> : Beloianis Motor Passenger Ship on Lake Balaton	71
Inland Waterways and Harbours in Roumania	75
3rd National Exhibition of Innovators	78
Book Review : <i>Ernő Kánya</i> : Working Expenses to be Expected on Railway Lines	79
<i>Czére — Vásárhelyi</i> : Special Hungarian Literatures of Communication ...	80



KÖZLEKEDÉSI KIADÓ KIADÁSA

GERCIK—ZSERJABIN

Találmányok és tökéletesítések a vasúti pályafenntartásban

A mű a pályafenntartás munkaterületén azokat a pályaeépítési és fenntartási módokat, eszközöket és munkagépeket ismerteti, amelyek a vasúti dolgozók (pályamesterek, előmunkások) továbbképzéséhez hasznos segítséget nyújtanak. Az értékes újítások és észszerűsítések leírásait gazdag ábraanyag egészíti ki.

72 oldal. Ára füzve 5.— Ft.

★

ALMÁSI—ERDŐS—TURÁNYI ISTVÁN

Mezőgazdasági szállítások tervezésének irányelvei

A mezőgazdaság igen nagy szállító kapacitást köt le. Ezért elsőrendű fontosságú a mezőgazdasági szállítások megoldásának tudományos vizsgálata. E könyv foglalkozik a mezőgazdasági üzem szállításainak szervezésével és tervezésével, a szállítóeszközök kapacitáskihasználásával, stb.

204 oldal. Ára füzve 20.— Ft.

★

DR. HEGEDŰS GYULA

Az irányvonalas árutovábbítás és gazdasági kihatása

A Vasúti Tudományos Kutató Intézet kiadványai 4.

E tanulmány — bár elsősorban azokhoz a vasúti szakemberekhez és vezetőkhez szól, akik az irányvonalas árutovábbítás kérdéseivel foglalkoznak — a vasúton kívüli szervek, üzemek és termelési ágak dolgozóit is érinti, mert számukra olyan ismereteket nyújt, amelyeknek birtokában az eddigieknél eredményesebben segíthetik elő a vasúti árufuvarozás gazdaságosságának növelését.

52 oldal. Ára füzve 4.— Ft.

★

KÁNYA ERNŐ

**Módszer a vasúti fuvarozási önköltség
árucikkenkénti kiszámítására**

A Vasúti Tudományos Kutató Intézet kiadványai 6.

A könyv anyagát két részben tárgyalja. Az első rész az általános átlagos önköltségek megállapításával foglalkozik, a második rész a vasúti fuvarozási önköltség árucikkenkénti kiszámításának módszerét mutatja be.

114 oldal. Ára füzve 8.— Ft.

BESZEREZHETŐK

az állami könyvesboltokban és az üzemi könyvpropagandistáknál

A közlekedés és mélyépítőipar szakkönyvesboltja:

ERKEL FERENC KÖNYVESBOLT

Budapest, VII, Lenin-körút 52