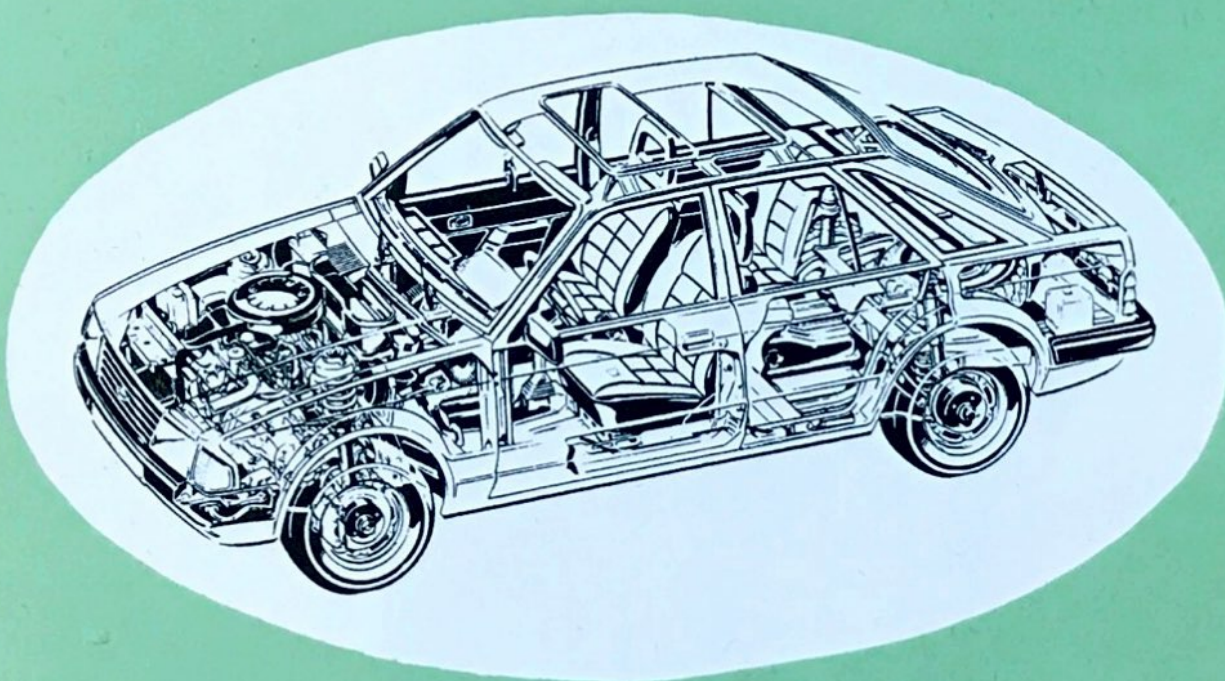


SZALLER LÁSZLÓ – ZINNER GYÖRGY

GÉPJÁRMŰVEK FELÉPÍTÉSE I.



LIGATURA
KIADÓ

629

BMF 6

Sz 28

OLVASOTEREM

SZALLER LÁSZLÓ – ZINNER GYÖRGY

GÉPJÁRMŰVEK FELÉPÍTÉSE I.

55577

BMF Népszínház
utcai Könyvtára



50011381

OLVASOTEREM

SZALLER LÁSZLÓ – ZINNER GYÖRGY

GÉPJÁRMŰVEK FELÉPÍTÉSE

I.



Szerzők:

SZALLER LÁSZLÓ
okleveles gépészmérnök, nyugalmazott docens

ZINNER GYÖRGY
okleveles gépészmérnök, adjunktus

Lektorálta:

DR. BENCSIK ATTILA
okleveles gépészmérnök, tanszékvezető

Technikai szerkesztő:

FELKER PÉTER



BMF 6

A BMF Bánki Donát Gépészmérnöki Főiskolai Kar megbízásából
kiadja a LIGATURA Kiadó

Felelős: Kontra Zita ügyvezető igazgató

Nyomtatta és kötötte: ÁFÉSZ NYOMDA, Vác

Tartalom

1. Közúti gépjárművek osztályozása	11
1.1. A gépjármű fő részei	12
2. A gépjárműre ható erők	13
2.1. Külső erők	13
2.2. Belső erők reakcióerői	14
2.3. Nehézségi erő (súlyerő)	16
2.4. Dinamikus tengelyterhelések	20
3. Menetellenállások	25
3.1. Gördülési ellenállás	26
3.1.1. Gördülési ellenállás szilárd útfelület és rugalmas kerék esetén	27
3.1.2. A gördülési ellenállás meghatározása	29
3.1.3. A rugalmas gumikerék és az útfelület közötti súrlódási erők	33
3.1.4. A tapadó súrlódási erő kihasználásának lehetősége	39
3.2. Emelkedési ellenállás	40
3.3. Légellenállás	40
3.3.1. A légellenállást befolyásoló tényezők	42
3.4. Gyorsítási ellenállás, a gépjármű tehetetlenségi ereje	47
4. Menetdinamika	49
4.1. A vonóerő	49
4.1.1. Hajtómű áttétel, hajtómű hatásfok	50
4.2. A gépjármű dinamikai egyensúlya és mozgásegyenlete	52
4.2.1. Vonóerő diagram	53
4.2.2. Teljesítmény diagram	56
4.3. A gépjármű menetstabilitása	59
4.3.1. Stabilitás gyorsításnál	59
4.3.2. A gépjármű stabilitása kanyarodás esetén	61
4.3.3. A gépjármű dinamikus viselkedése kanyarban	64
4.3.4. A gépjármű dinamikus kormányzási tulajdonságai	68
5. A gépjárművek szerkezete	71
5.0. A kocsitest	71
5.1. Alvázis személygépkocsi	71

5.2. Őnhordó karosszériás személygépkocsi	74
5.2.1. A gépjármű aktív és passzív biztonsági berendezései	85
5.2.2. Az utastér szellőztetése és fűtése	86
5.2.3. A gépjárművek korrózióvédelme	88
5.2.4. Különböző felépítményű személygépkocsik	90
5.2.5. Személygépkocsik főmértelei	92
5.3. Alvázás, valamint őnhordó autóbusz kocsitest	93
5.3.1. Az autóbusz szellőztetése és fűtése, légkondicionált autóbusz	99
5.4. Tehergépkocsik felépítése	102
6. A gépjárművek kerekei	112
6.1. Gumiabroncsok	112
6.2. Kerékpántok, keréktárcsák kiképzése	124
6.3. A kerekek csapágyazása	129
6.4. A gépjármű kerekeinek kiegyensúlyozottsága	133
7. A gépjárművek kormányzása	135
7.1. A kormányozott kerekek beállítása, gömbcsuklók	141
7.2. Biztonsági kormánykerék és kormányrúd	144
7.3. A gépjármű kanyarodási sávja	147
7.4. Kormánygépek	150
7.5. Szervó kormányok	154
8. A gépjárművek rugózása	158
8.1. Laprugók	158
8.2. Torziós rugók	163
8.3. A csavarrugók. (spirálrugók)	165
8.4. Gumirugók	166
8.5. Légrugók	169
9. Gépjármű kerékfelfüggesztések	177
9.1. Kapcsolt kerékfelfüggesztések	178
9.2. Független kerékfelfüggesztések	181
9.3. Ikertengelyek felfüggesztése	189
9.4. A hordrugók és a lengéscsillapítók elhelyezésének kihatása	192
9.5. Haránt és hosszstabilizátorok	193
9.6. Momentán centrumok, momentán tengelyek hatása	195

10. A gépjárművek lengései és a lengéscsillapítás feladata	199
10.1. A rugózás működése	201
10.2. Gépjárművek lengése	203
10.2.1. A gerjesztés és a rezonancia	203
10.2.2. A frekvencia	204
10.2.3. A rugóállandó	204
10.3. Gépjárművek lengéstani modellezése	206
10.3.1. Gépjármű lengések jellemzése és értékelése	206
10.3.2. Gépjárművek függőleges őnlengése	207
10.3.3. A gépjárművek függőleges gerjesztett lengése	214
10.4. Gépjárművek lengéseket befolyásoló szerkezeti egységei konstrukci- ós paramétereinek hatása a gépjármű lengési viszonyaira	220
10.4.1. A hordrugók rugóállandójának hatása a lengési viszonyokra	220
10.4.2. A lengéscsillapítók csillapítási tényezőinek befolyása a lengési viszonyokra	223
10.4.3. A kevésbé rugózott tömegek nagyságának befolyása a gépjár- művek lengési viszonyaira	226
10.4.4. A gumiabroncs jellemzőinek befolyása	227
10.5. Kormányozott kerekek őngerjesztett lengései	228
11. Lengéscsillapítók szerkezete és működése	233
Felhasznált irodalom	238

Előszó

A technikai fejlődés legnagyobb vívmánya a kerék feltalálása volt. Amikor az addig izomerővel cipelt szállító eszköz alá kereket szereltek megszületett az első járómű, amely már lényeges mértékben megkönnyítette a teher szállítását. Kezdetben az így összeállított járóműveket (továbbiakban: járműveket) emberi vagy állati izomerővel hozták mozgásba.

A fejlődés folyamán, később a személyek szállításának igénye is felmerült. Erre a célra elkészültek az állati, főleg lóvontatású könnyű járművek, a személyszállító kocsik. Igen hosszú idő telt el a gőzgép és a belsőégésű motor feltalálásáig és addig amíg azokat alkalmassá tették a járműbe történő beépítésre. Amikor a múlt század közepe táján az első gőzgépet, majd belsőégésű motort a kocsiba építették, megszületett a gépi erővel hajtott jármű, vagyis a gépjármű.

Az első, csoportos személyszállításra alkalmas járműveket, kisméretű gőzgépek hajtották. Ezek nehezen kezelhető, balesetveszélyes eszközök voltak, ezért kevésbé terjedtek el. Később, amikor már a belsőégésű motorok méreteit megfelelően csökkenteni, teljesítményüket pedig megfelelően növelni tudták, a motor beépítésével megszülettek a motoros kocsik, más néven az autók és ezek fejlődése még napjainkban is tart.

A motorok teljesítményének és fordulatszámának növelésével a gépjárművek sebessége jelentősen megnövekedett. A biztosabb úttartás és kormányozhatóság érdekében tökéletesíteni kellett a futóművet és a kormányművet. A nagyobb sebességről történő megállás vagy lassítás miatt a fékberendezésekkel szemben is megnöttek az igények, ezért ezeket is jelentős mértékben fejleszteni kellett. Korunkban az elektronika megjelenése új irányt adott a gépjármű fejlesztésnek. Ezen a módon a gépjárművek utazási kényelme, biztonsága, kezelhetősége, valamint a karbantartás módja napjainkban is változik.

A gépkocsi gyártásnak Magyarországon is hagyományai vannak: A századforduló táján már a Budapesti Malomépítészeti és Gépgyár, (Bp. Váci út) manuális módon gyártotta a "Phönix" elnevezésű személygépkocsikat. A Magyar Állami Gépgyárban (Bp. Kőbányai út.) gyártották a Magomobil, a Magotax és a Magosix személygépkocsikat, olyan darabszámban, hogy a budapesti Szürketaxi és a Kéktaxi Vállalat, zömében ezeket a típusokat alkalmazta. A személygépkocsi gyártás mellett autóbuszgyártást és kisebb darabszámban tehergépkocsi gyártást is folytattak.

Csonka János a Bp. Fehérvári úti gépgyárában a posta számára gyártott, levélgyűjtő kis gépkocsikat. (Egy db Csonka J. által tervezett és gyártott, valamint a MÁVAG által gyártott egy-egy darab Magomobil, Magotax és Magosix személygépkocsi a Budapesti Közlekedési Múzeumban ma is megtekinthető.) A győri RÁBA Rt. tehergépkocsikat és katonai járműveket gyártott. Aradon a Magyar Automobil Rt. gyártotta az emeletes buszt, városi közlekedésre. Az első világháború befejezése után, a felsoroltak közül, csak a RÁBA Rt. és a Magyar Állami Gépgyár folytatta a gépjárműgyártást.

A második világháború után megalakult a Csepel Autógyár ahol Steyer licenc alapján, sorozatban gyártották a Csepel tehergépkocsikat és különleges járműveket. A RÁBA Rt. az autóbuszgyártásban vett részt és a nagy tehergépkocsikat gyártotta, az IKARUS pedig sorozatban gyártja a különböző típusú autóbuszokat. A magyar Állami Gépgyár egyesült a Ganz gyárral és átálltak a vasúti járművek gyártására.

A gépjármű fejlesztés terén több magyar szakember is jeleskedett. Az első, sorozatban gyártott gépkocsi típus a Ford T modell, a századforduló után született meg. A kocsival szemben támasztott követelményeket Henri Ford a következők szerint határozta meg: – A kocsi olyan egyszerű legyen, hogy egy 8 éves gyermek is el tudja vezetni. Az úttalan praerin tudjon közlekedni Az ára pedig olyan kicsi legyen, hogy az egyszerű farmer is meg tudja fizetni. – Ennek a gépkocsitípusnak a vezető tervezője volt Galamb József, aki a budapesti Magyar Királyi Felsőipariskolán szerzett oklevelet. Csonka János a motor és a futómű, Járai Pál az áramvonalas kocsitest kifejlesztésében végzett úttörő munkát. Rajtuk kívül még számos kiváló szakembert sorolhatnánk fel, akiknek a munkásságát a jelen kor vagy a jövő igazolni fogja.

Napjainkban a gépkocsi a szállítás legfontosabb eszköze. A megfelelő rakodó berendezésekkel egyszerűbbé és gyorsabbá teszi az áruszállítást. A személyszállítás vonatkozásában pedig még soha nem látott mozgékonytságot biztosít, mind időben mind térben, az embernek. Megszületésétől kezdve nagyon sokat fejlődött és sok változáson ment át a gépkocsi. A jegyzet a fejlődés mai szintjén, a teljesség igénye nélkül ismerteti a gépjármű szerkezeteket, Azonban mindig újabb igények kerülnek előtérbe. Az újabb igényeket csak újabb fejlesztések árán lehet kielégíteni. A gépkocsi fejlesztése ezért napjainkban is tovább folytatódik. Az elektronika elterjedése a gépjármű fejlesztés terén is új irányt mutat. A fejlődés olyan gyors, hogy az előbbi ismereteinket legalább két-háromévenként bővíteni kell, ha lépést akarunk tartani a fejlődéssel.

1. Közúti gépjárművek osztályozása

A közúti gépjárműveket különféle szempontok szerint osztályozhatjuk.

Feladataik szerint lehetnek:

Személyszállító gépjárművek:

Személygépkocsik.	A vezető és 2 - 5 személy szállítására.
Mikrobuszok.	A vezető + 8 személy szállítására.
Autóbuszok.	A vezető + a méretezés szerint megengedett számú személy szállítására
Motorkerékpárok.	Szóló mkp. 1 - 2 személy szállítására.
Oldalkocsis mkp.	1 - 3 személy szállítására.
Lakókocsik.	Kemping felszerelés szállítására, valamint hálókészlet céljára.

Teherszállító gépjárművek:

Nyitott és zárt kisteherkocsik (furgonok)	Kisárak szállítására. 1,5 t-ig.
Nyitott és zárt tehergépkocsik.	Teherszállításra 1,5 t-n felül.
Utánfutók (pótkocsik)	Teherszállításra.
Önürítő járművek	Billenő platós teherszállítók.
Nyerges vontatók.	Teherszállításra.
Különleges gépjárművek.	Különleges terhek és munkagépek szállítására.

Motor elhelyezés szerint:

Orrmotoros,
farmotoros,
padló alatti motoros gépjárművek.

Meghajtás szerint:

Elsőkerék hajtású,
hátsókerék hajtású,
összkerék hajtású gépjárművek.

Futómű, kormánymű és fékberendezés szerint:

Egytengelyes és többtengelyes járművek.

Szervo kormányos és szervo nélküli kormányzású járművek.

Hidraulikusan fékezett,

pneumatikusan fékezett,

blokkolásgátlóval ellátott gépjárművek.

1.1. A gépjármű fő részei

A gépjárművet négy fő szerkezeti egységre bonthatjuk:

a./ Kocsitest

A gépjármű főtartója. Felveszi a jármű üzeme közben ébredő igénybevételeket, lehetővé teszi a szállítmány, ill. személyek elhelyezését és védelmét.

b./ A futómű

Szerkezeti részei közé soroljuk a különböző felfüggesztésű kerekeket, a rugózást, a lengéscsillapítókat, kormányműveket, stabilizátorokat, valamint a fékberendezéseket.

Ez teszi a kocsitestet járművé.

c./ A motor

A gépjármű erőforrása. A különböző rendszerű ottó és dieselmotorok jelentős mértékben meghatározzák a gépjármű menettulajdonságait. A motor elhelyezése pedig befolyásolhatja, egyes közlekedési körülmények között, a gépjármű stabilitását.

d./ A hajtómű

A motor nyomatékát viszi át a hajtott kerekre. A meghajtás módjától függően többféle elrendezésű lehet. Szerkezeti részei, általános esetben a tengelykapcsoló, sebességváltó, kardántengely, differenciálmű. Nagy és többtengelyes járművek esetén idetartoznak még a nyomatékelosztó és véglehajtó művek is.

2. A gépjárműre ható erők

A gépjármű nyugalmi helyzetét, sebességét, gyorsulását, lassulását meghatározó erőket két csoportra osztjuk:

- Külső erők, amelyekkel a környezet hat a gépjárműre.
- Belső erők reakció erői. Azon erők reakcióerői, amelyekkel a gépjármű hat a környezetre.

2.1. Külső erők

A környezetből a gépjárműre ható erők. Irányukat és nagyságukat a gépjármű és a környezet relatív helyzete, sebessége, valamint egyes jellemzői meghatározzák. A külső erők közé soroljuk a következőket:

Nehézségi erő

A gépjármű súlypontjában ható, függőleges irányú erő, amellyel a föld vonzóereje hat a gépjármű tömegére. Nehézségi erőnek, vagy súlyerőnek is nevezhetjük. Nagyságát a gépjármű tömege és az adott földrajzi helyen mérhető nehézségi gyorsulás mértéke határozza meg.

Gördülési ellenállás

A gépjármű haladása közben az útfelület és a gumibroncs illetve a kerék érintkezési felülete között ébredő erő, amely a haladás irányával ellentétesen hat. Nagysága a gördülő kerékre ható normál irányú terheléstől, valamint a gördülési ellenállási tényezőtől függ.

Légellenállás

A külső légkör és a gépjármű külső felületei között a relatív sebesség folytán keletkező erő. Jellemzője a torlónyomás, valamint a jármű mögött keletkező turbolens áramlás folytán létrejövő szívóhatás. Nagyobb sebességeknél ehhez hozzáadódik még a felületeken ébredő súrlódó erő is.

Szeles vagy viharos időjárás esetén a légellenállás a jármű álló helyzetében is felléphet.

A viharos erejű szél az álló járművet is felboríthatja vagy elsodorhatja.

Kapcsolódó járműről származó erők

Amennyiben a gépjármű más járművet vontat, a vontatott jármű menetellenállásai mint vonóerő, fékezésnél pedig a vontatmány megmaradt lendületi energiája mint tolóerő, terheli a vontató járművet. (Különösen ráfutó fék esetén.)

2.2. Belső erők reakcióerői

A kerék és az útfelület között ható erők

Gépjárművek kerekeit fűvott gumibronccsal látják el. Az útfelület és a gumibroncs sajátos érintkezési viszonyai miatt, a köztük keletkező súrlódási erőt, tapadási erőnek nevezzük. Ez teszi lehetővé a gépjármű egyenletes haladó mozgását, a gyorsítást, a fékezést, a kanyarodó jármű irányban tartását, az álló jármű helyben maradását.

A tapadási erő az útfelület síkjában hat. Iránya, előre haladásnál, megközelítően a haladás irányába mutat, fékezésnél ellentétes, de a haladás körülményeitől függően, bármilyen más irányú is lehet.

Az 1. ábrán a kerékre ható erőket, egyenletes haladás vagy gyorsulás esetén ábrázoltuk:

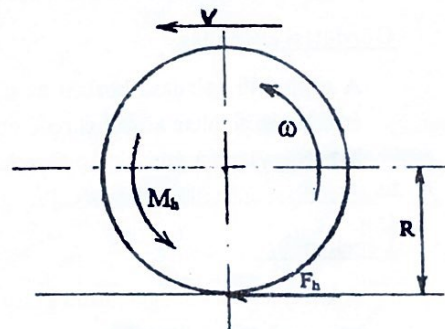
$$M_o = F_h \cdot R - M_h = 0$$

$$F_h = \frac{M_h}{R} \leq F_{\max}$$

M_h a hajtó nyomaték.

R a gördülési sugar

F_h a vonóerő



1. ábra. A vonóerő keletkezése.

Az M_h hajtó-nyomaték az R sugáron kerületi erőt hoz létre, amely a kerék forgásirányába mutat, ennek reakcióereje az F_h vonóerő, amely továbbítja az úton a kereket.

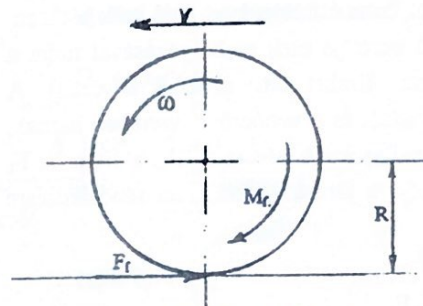
A 2. ábra a fékezés esetét mutatja be:

$$M_o = M_f - F_f \cdot R = 0$$

$$F_f = \frac{M_f}{R} \leq F_{\max}$$

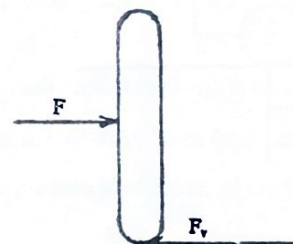
M_f a fékező nyomaték

F_f a fékerő



2. ábra. A fékező erő keletkezése.

Az M_f fékező nyomaték az R sugáron a forgásiránnyal ellentétes kerületi erőt hoz létre. Ennek reakcióereje az F_f fékezőerő.



3. ábra. Oldalvezető erő.

A 3. ábra az oldalról támadó erő hatását szemlélteti:

$$F_v = F \leq F_{\max}$$

F oldalról ható erő.

F_v oldalvezető erő.

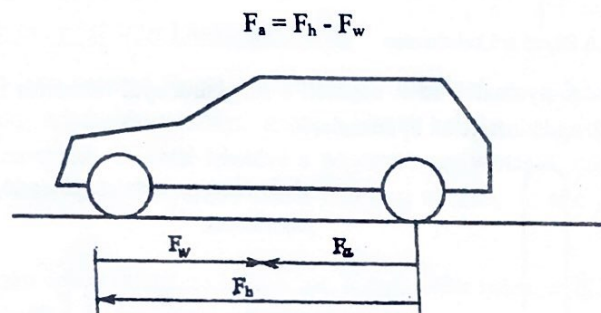
Az F_v oldalvezető erő az F_h vonóerővel vagy az F_f fékerővel együtt is felléphet. Irányát ekkor a két erő eredője határozza meg.

Az oldalvezető erő teszi lehetővé a gépjármű irányban tartását, mind egyenesben mind kanyarban történő haladás esetén. E nélkül a jármű abban az irányban haladna amerre lendülete vinné.

A légcsonyos vonó vagy toló ereje

A motor vízűtő radiátorán keresztül a hűtőlevegőt ventilátor áramoltatja. Légűtűtes jármű estében, az előbbihez viszonyítva, még nagyobb teljesítményű ventilátort alkalmaznak. A levegő áramoltatása során a ventilátor bizonyos mértékű vonóerőt fejt ki. Ez a vonóerő azonban olyan kicsi, hogy a jármű mozgását nem befolyásolja. Csupán a teljesség kedvéért említjük meg.

Az előbbiek alapján látható, hogy a kerék és az útfelület közt ható erők határozzák meg a gépjármű mozgását. A gépjármű vezetője ezek szabályozásával tudja a jármű sebességét és mozgásirányát változtatni. Ezeket aktív erőknek nevezzük. A külső erők nem függenek a járművezető akarától és a vonóerővel szemben hatnak, azért ezeket passzív erőknek vagy menetellenállásoknak nevezzük. Az aktív erők F_h és a menetellenállások F_w különbsége megadja a jármű gyorsítására rendelkezésre álló F_a gyorsítóerőt a 4. ábra szerint:



4. ábra. A gyorsítóerő.

2.3. Nehézségi erő (súlyerő)

A nehézségi erő a gépjármű tömege és a gravitációs gyorsulás alapján számítható:

$$G = m \cdot g$$

ahol:

- m a gépjármű tömege (kg.)
- g a gravitációs gyorsulás (9.81 m/s^2)
- G a nehézségi erő, más néven súlyerő (N)

Vízszintes, sík útfelületen álló vagy egyenletes sebességgel haladó gépkocsi esetén a nehézségi erő iránya merőleges az útfelületre. Az útfelülettel párhuzamos komponense nincs, ezért a gépjárművet nem hozza mozgásba.

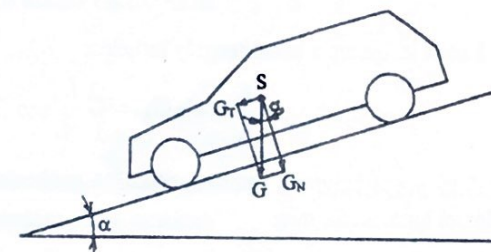
Abban az esetben, ha a gépkocsit lejtőn megállítjuk, vagy azon egyenletes sebességgel haladunk, a nehézségi erő két komponensre bontható, az 5. ábra szerint:

A lejtő síkjára merőlegesen ható G_N normál erő:

$$G_N = G \cdot \cos \alpha$$

A lejtő síkjával párhuzamosan ható G_T tangenciális erő:

$$G_T = G \cdot \sin \alpha$$



5. ábra. A nehézségi erő bontása.

A lejtőirányú erő hatására a gépjármű mozgásba jöhet, ezért szükséges a lejtőn álló gépkocsinál a rögzítőfék alkalmazása. Nagyobb emelkedési szögű lejtőn, lefelé haladás esetén pedig a G_T erő gyorsíthatja a járművet, amit fékezéssel ellensúlyozni kell.

Kisebb hajlásszögű lejtők esetén a számítás egyszerűsíthető.

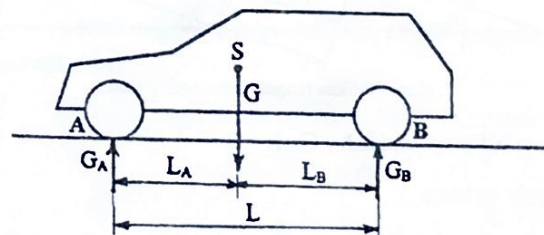
Ha $\alpha < 6^\circ$ vagy %-os értékben $p < 10\%$ akkor $\cos \alpha \approx 1$ és $\sin \alpha \approx \tan \alpha = 1$

Ez esetben jó közelítéssel $G_N = G$.

A lejtő irányú erő pedig $G_T = G \tan \alpha = G \cdot \frac{p}{100}$

Statikus tengelyterhelések vízszintes úton

Vízszintes úton, egyenletes sebességgel haladó vagy álló gépkocsi esetén, a súlypontban koncentrált súlyerő, megoszlik a két tengely között. A megoszlás arányát a gépjármű súlypontjának helyzete befolyásolja a 6. ábra szerint:



6. ábra. Statikus tengelyterhelés vízszintes úton

A nyomatéki egyenlet a B tengelyre felírva:

$$M_B = G \cdot L_B - G_A \cdot L = 0$$

Ebből kifejezve, az első tengely terhelése:

$$G_A = G \cdot \frac{L_B}{L}$$

A nyomatéki egyenlet A tengelyre

$$M_A = G \cdot L_A - G_B \cdot L = 0$$

Ebből kifejezve a hátsó tengely terhelése:

$$G_B = G \frac{L_A}{L}$$

A súlypont helyének ismerete nélkül, a gyakorlatban a tengelyterheléseket mérlegeléssel határozzák meg.

A tengelyterhelések ismeretében viszont, a nyomatéki egyenletből, meghatározható a súlypont valamelyik tengelytől mért, vízszintes irányú távolsága a következők szerint:

$$M_B = G \cdot L_B - G_A \cdot L = 0$$

$$L_B = L \cdot \frac{G_A}{G}$$

A súlypont vízszintes irányú távolsága a B tengelytől tehát L_B .

Statikus tengelyterhelések lejtőn

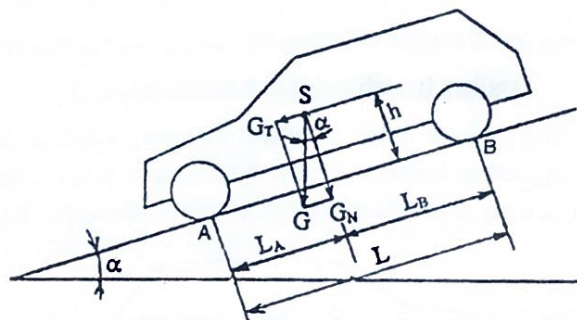
A lejtőn egyenletes sebességgel haladó vagy álló gépjármű esetén a súlypont magassága kihat a tengelyterhelésekre a 7. ábra szerint:

Az ábra jelöléseivel a B pontra felírható nyomatéki egyenlet:

$$M_B = G \cdot \cos \alpha \cdot L_B + G \cdot \sin \alpha \cdot h - G_A \cdot L = 0$$

Ebből kifejezve az elsőtengely terhelés:

$$G_A = G \cdot \cos \alpha \frac{L_B}{L} + G \cdot \sin \alpha \frac{h}{L}$$



7. ábra. Statikus tengelyterhelések lejtőn.

Az A pontra felírható nyomatéki egyenlet:

$$M_A = G \cdot \cos \alpha \cdot L_A - G_B \cdot L - G \cdot \sin \alpha \cdot h = 0$$

A hátsótengely terhelése:

$$G_B = G \cdot \cos \alpha \frac{L_A}{L} - G \cdot \sin \alpha \frac{h}{L}$$

Amint tehát a számítások is mutatják lejtmenetben az elsőtengely terhelése megnövekszik, a hátsótengely terhelése pedig csökken.

Felfelé haladás esetén a súlypontban ébredő tangenciális erő, a haladással ellentétes irányba mutat a tengelyterhelések ezért, az előbbihez viszonyítva megváltoznak, a levezetést mellőzve, a következő egyenletek szerint:

$$G_A = G \cdot \cos \alpha \frac{L_B}{L} - G \cdot \sin \alpha \frac{h}{L}$$

$$G_B = G \cdot \cos \alpha \frac{L_A}{L} + G \cdot \sin \alpha \frac{h}{L}$$

Az előbbi összefüggések alapján látható, hogy a lejtőn haladó vagy álló gépkocsinál a G súlyerő, a lejtő szögének cosinusza arányában, a lejtőre merőleges G_N összetevő értékére csökken. A tengelyterhelések pedig a haladás irányától függően változnak. Lefelé haladás esetén az elsőtengely terhelése növekszik a hátsótengely terhelése csökken. Felfelé haladáskor pedig a hátsótengely terhelése lesz nagyobb az elsőtengely terhelése csökken. Ezt figyelembevéve, általánosan felírható:

$$G_A = G \cdot \frac{L_B}{L} \pm G \cdot \frac{h}{L} \sin \alpha$$

$$G_B = G \cdot \frac{L_A}{L} \mp G \cdot \frac{h}{L} \sin \alpha$$

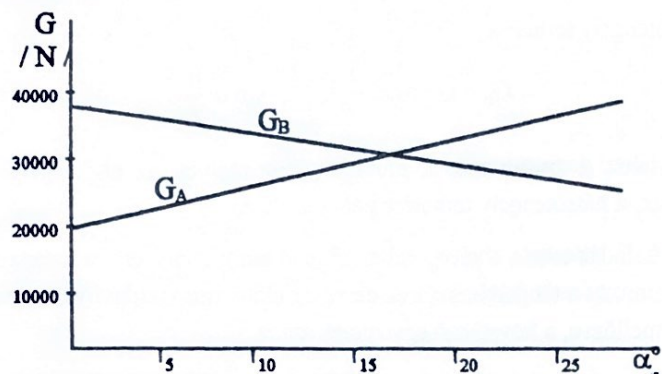
A felső előjelek a lefelé haladás, az alsó előjelek pedig a felfelé haladás esetére vonatkoznak.

Kis lejtőszögek esetén egyszerűbben is felírhatók az egyenletek:

$$G_A = G \cdot \frac{L_B}{L} \pm G \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{p}{100}$$

$$G_B = G \cdot \frac{L_A}{L} \mp G \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{p}{100}$$

A 8. sz. diagram, az emelkedési szög változásának függvényében mutatja be a statikus tengelyterhelések változását.

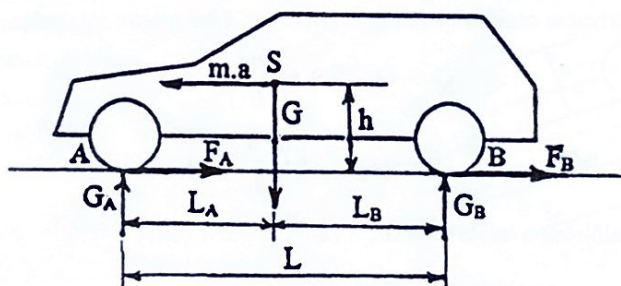


8. ábra. A statikus tengelyterhelések változása a lejtő szögének függvényében.

2.4. Dinamikus tengelyterhelések

A gépjármű üzeme során, főleg fékezésnél de gyorsításnál is, a jármű súlypontjában tömegegyenértékű erők ébrednek, amelyek a gyorsulással ellentétes irányban hatnak. A tömegegyenértékű miatt a tengelyekre eső terhelés, menetközben megváltozik és ezért a jármű menettulajdonságai is kedvezőtlenül változnak.

A 9. ábra a fékezésnél ébredő erőket mutatja be:



9. ábra. A tengelyterhelések változása fékezésnél

Fékezéskor az F_A és az F_B fékező erő hatására az m tömegű jármű a lassulással halad. Az ébredő tömegegyenértékű:

$$F_a = m \cdot a = F_A + F_B$$

A B pontra felírható nyomatéki egyenlet:

$$M_B = G \cdot L_B - G_A \cdot L + m \cdot a \cdot h = 0$$

Ebből az első tengely dinamikus terhelése:

$$G_A = G \frac{L_B}{L} + m \cdot a \frac{h}{L}$$

$m = \frac{G}{g}$ bevezetésével írható:

$$G_A = G \frac{L_B}{L} + \frac{G}{g} \cdot a \cdot \frac{h}{L}$$

Az A pontra felírható nyomatéki egyenlet:

$$M_A = G L_A - G_B L - m \cdot a \cdot h = 0$$

A hátsó tengely dinamikus terhelése:

$$G_B = G \frac{L_A}{L} - m \cdot a \frac{h}{L}$$

Vagy súlyerővel számolva:

$$G_B = G \frac{L_A}{L} - \frac{G}{g} \cdot a \cdot \frac{h}{L}$$

Gyorsítás esetén a kerekek és az úttest között ébredő F_a gyorsító erő hatására az előbbivel ellentétes irányú tehetetlenségi erő ébred. Ennek hatására a tengelyterhelések ellenkező irányban megváltoznak.

Az első tengely terhelése a levezetés mellőzésével:

$$G_A = G \frac{L_B}{L} - \frac{G}{g} \cdot a \cdot \frac{h}{L}$$

A hátsó tengely terhelése:

$$G_B = G \frac{L_A}{L} + \frac{G}{g} \cdot a \cdot \frac{h}{L}$$

Az előbbiekre figyelemmel a dinamikus tengelyterhelések, összevonva és általános alakban a következők szerint is írhatók:

$$G_A = G \frac{L_B}{L} \pm \frac{G}{g} \cdot a \cdot \frac{h}{L}$$

$$G_B = G \frac{L_A}{L} \mp \frac{G}{g} \cdot a \cdot \frac{h}{L}$$

Ahol a felső előjelek a lassításra, az alsó előjelek pedig a gyorsításra vonatkoznak.

A nemzetközi szakirodalomban szívesen alkalmazzák a lefékezetttség kifejezést. Ez az a lassulás és a g gravitációs gyorsulás hányadosa százalékban kifejezve:

$$z = \frac{a}{g} \cdot 100 \quad \% /$$

A lefékezettstéggel számolva a tengelyek terhelése fékezésnél:

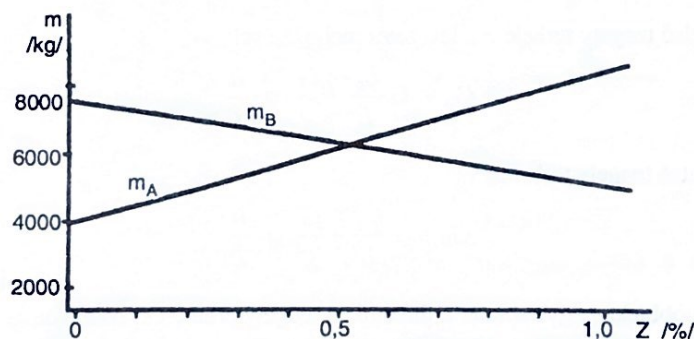
$$G_A = G \frac{L_B}{L} \pm G \frac{h}{L} \cdot z$$

$$G_B = G \frac{L_A}{L} \mp G \frac{h}{L} \cdot z$$

A tömegekkel is felírhatók az egyenletek:

$$m_A = m \frac{L_B}{L} \pm m \frac{h}{L} \cdot z$$

$$m_B = m \frac{L_A}{L} \mp m \frac{h}{L} \cdot z$$

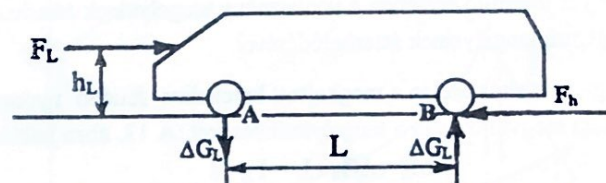


10. ábra. Tengelyterhelések változása a lefékezetttség függvényében.

Amint az ábrán is látható, fékezésnél a súlypontban ébredő tömegezők miatt, a lefékezetttség mértékétől függően, az első tengely terhelése megnő, a hátsó tengely pedig tehermentesül. Gyorsításnál a tömegezők iránya megfordul, ezért a hátsó tengely terhelése növekszik és az első tengely tehermentesül.

Tengelyterheléseket módosító egyéb tényezők

Ha a gépjármű homlokfelületére ható F_L légellenállást h_L magasságban koncentráltan értelmezzük, $F_L \cdot h_L$ nyomaték ébred, ami megváltoztatja a tengelyek terhelését.



11. ábra. A tengelyterhelések változása a légellenállás hatására.

A nyomaték egyensúly

$$F_L \cdot h_L = \Delta G_L \cdot L$$

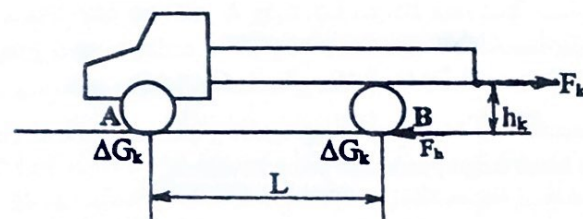
Ebből a terhelésváltozás:

$$\Delta G_L = F_L \frac{h_L}{L}$$

$$G_A^* = G_A - \Delta G_L$$

$$G_B^* = G_B + \Delta G_L$$

A hátsó tengely terhelése ΔG_L mértékben megnövekszik, az első tengely terhelése pedig ugyanilyen mértékben csökken.



12. ábra. A vontatott jármű hatása a tengelyterhelésekre.

A nyomatéki egyenlet:

$$F_k \cdot h_k = \Delta G_k \cdot L$$

Ebből

$$\Delta G_k = F_k \frac{h_k}{L}$$

$$G_A^* = G_A - \Delta G_k \quad G_B^* = G_B + \Delta G_k$$

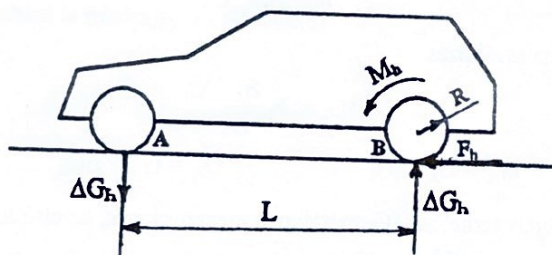
Vontatás esetén a B tengely terhelése növekszik, az A tengely terhelése pedig ugyanolyan mértékben csökken. Fékezés közben azonban, (különösen ráfutófékes vontatmány esetén) a tengelyek átterhelődnek. Az első tengely terhelése ΔG_k -val növekszik, a hátsó pedig csökken. Az átterhelődés irányát mindig az erő iránya határozza meg.

A kéttengelyes utánfutó esetében a vontatmány tengelyeinek átterhelődése ellentétes a vontató jármű tengelyeinek átterhelődésével.

Indulás vagy gyorsítás esetén a meghajtott kerekeken fellépő nyomaték reakció nyomatéka szintén megváltoztatja a tengelyterheléseket. A 13. ábra jelöléseivel:

$$M_h = \Delta G_h \cdot L = F_h \cdot R$$

$$\Delta G_h = \frac{M_h}{L} = F_h \frac{R}{L}$$



13. ábra. A tengelyterhelések változása a hajtónyomaték hatására.

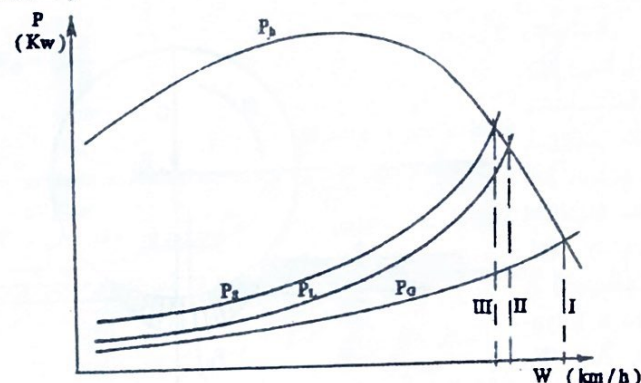
A tengelyterhelések tehát:

$$G_A^* = G_A - \Delta G_h \quad G_B^* = G_B + \Delta G_h$$

Az ábrán bemutatott hátsókerék meghajtású gépkocsi esetén az elsőtengely terhelése csökken a hátsó tengely terhelése pedig növekszik.

3. Menetellenállások

Gyakorlati tapasztalatok azt mutatják, hogy egy járművet, egy megadott pályán, megadott erővel lehet csak mozgatni. Ez az erő a menetellenállások legyőzésére szükséges. A jármű mozgatása útján az erő munkát végez, az időegység alatt végzett munka pedig a teljesítmény. 14. ábrán a gépjármű hajtott kerekein kifejtett hajtóteljesítmény, valamint a menetellenállások legyőzésére szükséges teljesítmény diagramját láthatjuk.



14. ábra. A hajtott kerekeken kifejtett hajtóteljesítmény, valamint a menetellenállások legyőzésére szükséges teljesítmény diagramja.

ahol

- P_h A hajtott kerekeken kifejtett hajtóteljesítmény.
- P_G A gördülési ellenállás legyőzésére szükséges teljesítmény.
- P_L A légellenállás legyőzésére szükséges teljesítmény.
- P_s Az emelkedési ellenállás legyőzésére szükséges teljesítmény.

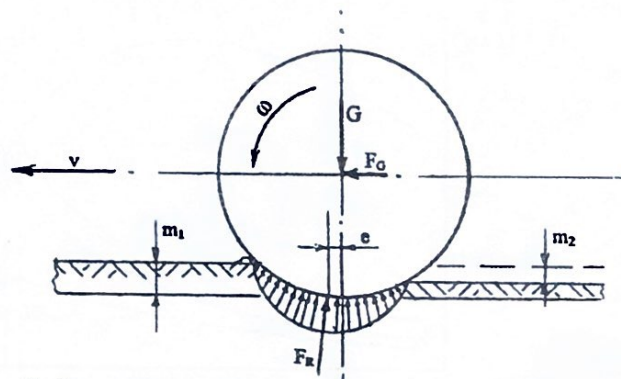
Tételezzük fel, hogy egy adott tömegű gépkocsi, sík úton halad. A motoron fordulatszám szabályozó nincs. A gépkocsi hajtott kerekein leadott kerékteljesítményt a sebesség függvényében a P_h görbe mutatja. Feltételezzük, hogy a gépjárműnek csak a gördülési ellenállást kell legyőznie, ebben az esetben a P_h görbe és a P_G görbe metszéspontja meghatározza az elérhető legnagyobb sebességet. (I.) A gyakorlatban azonban mindig van légellenállás is. A P_L görbe rászuperponálódik a P_G görbére. (II.) Az új metszéspontnál már kisebb végsebességet találunk. Amennyiben a gépjármű emelkedőn felfelé halad, a P_G és a P_L ellenállásokhoz hozzáadódik a P_s emelkedési ellenállás is. Az újabb metszéspont még kisebb végsebességet fog meghatározni. (III.)

Az ábra alapján megállapítható, hogy a menetellenállások a haladási sebesség arányában növekednek, valamint meghatározzák az adott gépjárművel adott körülmények között elérhető legnagyobb sebességet.

A következőkben az egyes menetellenállásokat részletesebben tárgyaljuk.

3.1. Gördülési ellenállás

Az egyszerűbb magyarázat kedvéért tételezzük fel, hogy egy vízszintes útfelületen, egyenletes sebességgel, egy teljesen merev kerék halad, az útfelület pedig képlékeny. (pl. földút és acélkerék) A 15. ábrán ez a folyamat látható. Az F_G tolóerő a kerék tovbábitása útján munkát



15. ábra. A gördülési ellenállás keletkezése képlékeny útburkolat és merev kerék esetén.

végez. A végzett munka vagy maradandó alakváltozást hoz létre, vagy hővé alakul. Mivel az út vízszintes, helyzeti energia nem jön létre. A mozgási sebesség állandó ezért a mozgási energia sem változik. Az ábra szerint a haladó kerék m_1 mélységig benyomódik a képlékeny talajba, majd elhaladva, a talaj bizonyos mértékű rugalmassága folytán m_2 mélységű keréknyomot hagy maga után.

A kerék talajba nyomódó szakaszán reakcióerő ébred, amely megoszló terhelésként hat a kerékre. Az elemi nyomások F_R eredője a kerék forgáspontjának irányába mutat ezért iránya a függőlegeshez viszonyítva elfordul és támadáspontja, menetirányban e távolsággal előre tolódik. Az F_R eredő vektor felbontható F_N valamint F_T komponensre, a 16. ábra szerint.

Az F_N normálerő jó közelítéssel, azonos nagyságú a G terhelő erővel, az F_T tangenciális erő pedig a gördülési ellenállással. Így tehát írható:

$$G - F_N = 0 \quad F_G - F_T = 0$$

Amint az ábrán látható a gördülő keréknél két nyomaték, ellentétes irányban működik. Így írható:

$$M = G \cdot e - F_G \cdot R = 0$$

Az egyenletből kifejezve a gördülési ellenállás:

$$F_G = G \frac{e}{R}$$

ahol

e az eredő reakcióerő támadáspontjának előretolódása, értéke az útburkolat jellemzőitől függ

R a gördülő kerék sugara.

Az e és az R hányadosa a megadja a gördülési ellenállási tényező értékét.

$$f = \frac{e}{R}$$

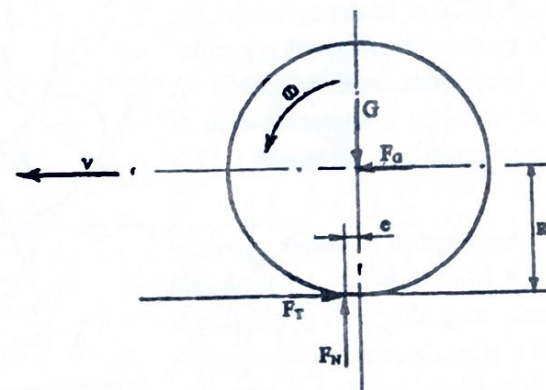
A gördülési ellenállás ezzel egyszerűen számítható:

$$F_G = f \cdot G$$

Az előbbiekből alapján látható, hogy az f gördülési ellenállási tényező értéke a kerék sugarától, valamint az útburkolat jellemzőitől függ. A gördülési ellenállás pedig függ az f gördülési ellenállási tényező értékétől, valamint a kerék G terhelésétől.

3.1.1. Gördülési ellenállás szilárd útfelület és rugalmas kerék esetén

A G súlyerővel terhelt, rugalmas gumikerék, a merev útfelületen belapul, ennek következtében az úton, megközelítően ellipszis alakú felületen fekszik fel. A kerék nyugalmi helyzetében, a benyomódás a felfekvés középpontja előtt φ_1 szöggel kezdődik és a középpont után φ_2 szöggel fejeződik be. A 17. ábra a belapult gumikerék keresztmetszetét mutatja.



16. ábra. A gördülő keréknél jelentkező erők.

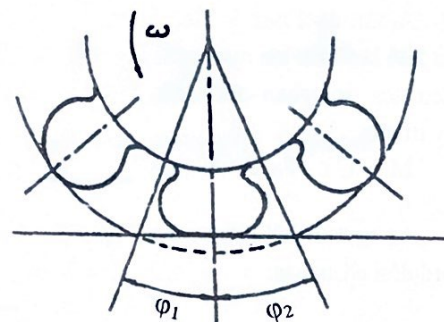
A felfekvő felület egyes elemeire ható nyomóerők arányosak a gumikerék benyomódásának mértékével. A nyomáseloszlás a középpont előtt és után szimmetrikus. Ez látható a 18./a ábrán.

Amennyiben a kerék gördülni kezd a felfekvő felületen a nyomóerő eloszlás megváltozik. A φ_1 szögtartam alatt a gumiabroncs benyomása munka árán lehetséges. Ez a munka részben a gumi deformáció létrehozására, részben pedig a gumi elemi részecskéinek mozgása folytán szükséges munkára fordítódik. A φ_2 szögelfordulás alatt a nyomóerő folyamatosan csökken és a gumiabroncs rugalmasan, eredeti formáját igyekszik visszanyerni. A megoszló terhelés reakcióerejének F_R eredője e távolsággal előre tolódik, amint a 18./b valamint a 19. ábrán látható.

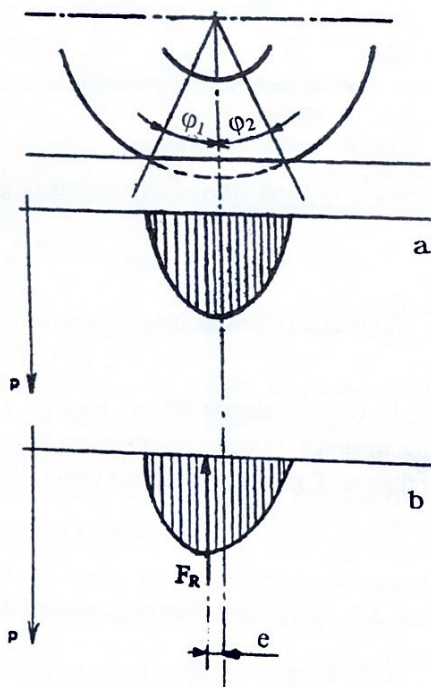
A kirugózásnál a gumi elemi részecskéi azonban ismét mozgást végeznek. Az előbb befektetett munka egyrészt a kirugózó gumi visszaadja, de az elemi részecskék mozgására szükséges munka, mind benyomódásnál, mind kirugózásnál, hővé alakul. Ezt a hővé alakult munkát tekinthetjük a gumikerék hiszterézis veszteségének.

$$F_{be} = F_R + F_m$$

$$F_{ki} = F_R - F_m$$



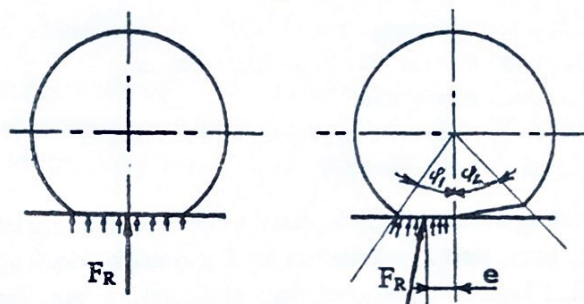
17. ábra. A gumikerék benyomódása.



18. ábra. Nyomáseloszlás álló, valamint gördülő keréknél.

ahol:

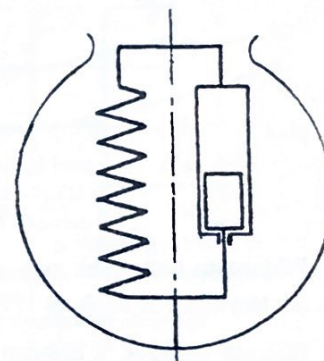
F_R a rugóerőt
 F_m az elemi részek mozgására szükséges erőt jelenti.



19. ábra. Álló, valamint gördülő rugalmas gumikerék terhelése.

Az ismertetett folyamat a 20. ábrán, megközelítően szemléltethető. A rugó mellé rajzolt dugattyús szerkezet, a gumikerék deformáció során az elemi részek mozgásának munkáját érzékelteti.

A gumikerék elemi részeinek mozgása miatt növekszik a gördülési ellenállás és ezzel a vonóerőigény. Ezen túl a 19. ábrán látható, hogy a gördülő rugalmas kerék a φ_1 szögtartományban, különösen sima útfelület és sima futómintázat esetén, kiszorítja a levegőt a kerék és az út érintkező felülete közül. A φ_2 szögtartományban, ahol a két felület elválik egymástól ezért, bizonyos mértékű szívóhatás keletkezik, ami szintén a gördülési ellenállást és ezzel a vonóerőigényt növeli.



20. ábra. A gumikerék rugalmasságának és az elemi részek munkájának szemléltetése.

3.1.2. A gördülési ellenállás meghatározása

A gépjármű kerekének gördülése során, az előbbi fejezetben ismertetett hatások együttesen jelentkeznek. Mivel sem tökéletesen merev kerék, sem tökéletesen merev útfelület nem létezik, a gördülési ellenállást egységesen a következő egyenlettel határozzuk meg:

$$F = f \cdot G$$

Az egyenletben az f gördülési ellenállási tényező értékét több különböző tényező befolyásolja. Ezek közül a fontosabbak:

Az útburkolat jellege és minősége.

Az útfelület szennyezettsége, száraz, nedves vagy havas állapota

A gumiabroncs jellemzői és a futófelület mintázata.

A gumiabroncs légnyomása.

A gumiabroncs terhelése a megengedethez viszonyítva.

A gépjármű haladási sebessége.

A sok tényező együttes hatását, számítással a mai ismereteink szerint, rendkívül nehéz figyelembe venni, ezért a gyakorlatban az f tényezőt kísérletek útján meghatározott, empirikus képletek segítségével, vagy táblázatokból, vagy diagramokból állapítjuk meg.

Az f gördülési ellenállási tényező meghatározására gyakran alkalmazzuk a 21. ábrán bemutatott diagramot és a következő tapasztalati egyenletet:

$$f = f_0 + f_1 \left(\frac{w}{100} \right)^n$$

ahol

f_0 és f_1 a gumi légnyomásától függő tényezők.
 n az útburkolattól függő tényező.
 w a sebesség km/h.

Példaképen határozzuk meg egy 2 bar légnyomású gumikerék gördülési ellenállási tényezőjét 50 km/h és 120 km/h sebességnél, jóminőségű betonúton.

Jellemző tényezők, a diagram alapján (21. ábra)

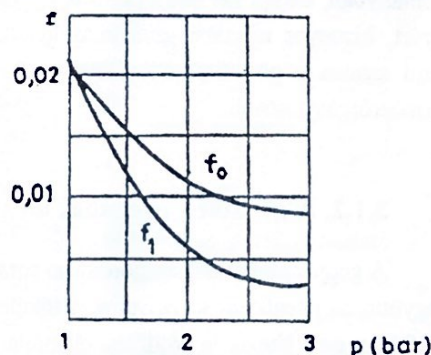
$$n = 2,5$$

$$f_0 = 0,0112$$

$$f_1 = 0,0068$$

$$f = 0,0112 + 0,0068 \left(\frac{50}{100} \right)^{2,5} = 0,0124$$

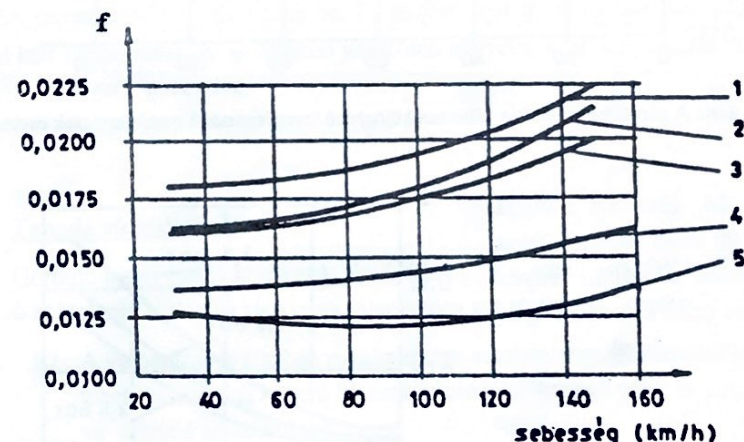
$$f = 0,0112 + 0,0068 \left(\frac{120}{100} \right)^{2,5} = 0,0219$$



21. ábra. Diagram a gördülési ellenállási tényező meghatározásához.

A két számítás alapján látható, hogy a sebesség növekedése esetén a gördülési ellenállási tényező és vele együtt a gördülési ellenállás is növekszik.

Amint már említettük, sok esetben a gyakorlatban végzett sok mérés alapján szerkesztett diagramok segítségével határozzuk meg a gördülési ellenállási tényezőt. Ilyen esetben figyelembe kell venni a gumiabroncs szerkezetét és azt, hogy a diagramban felvett értékek az előírás szerinti légnyomású gumiabroncsra érvényesek. A 22. ábrán a különböző szerkezetű abroncsok diagramjait láthatjuk a sebesség függvényében.

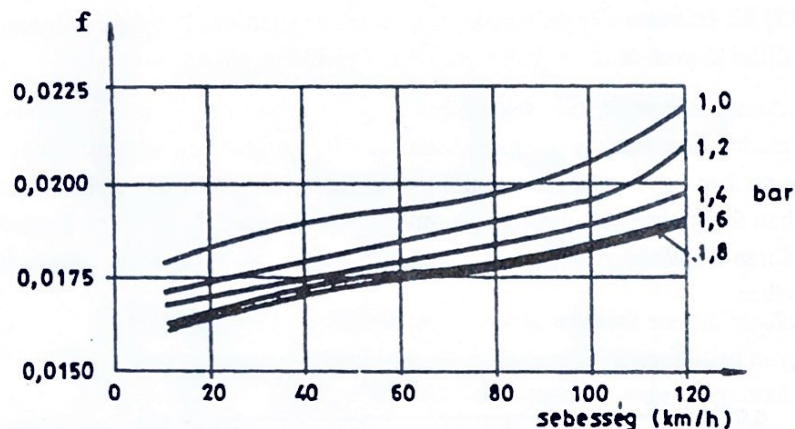


22. ábra. Különböző szerkezetű gumiabroncsok gördülési ellenállási tényezője a sebesség függvényében.

1. szuper ballon abroncs; 2. alacsony keresztmetszetű abroncs;
 3. szuper alacsony keresztmetszetű abroncs; 4. textil radiál abroncs; 5. acél radiál abroncs.

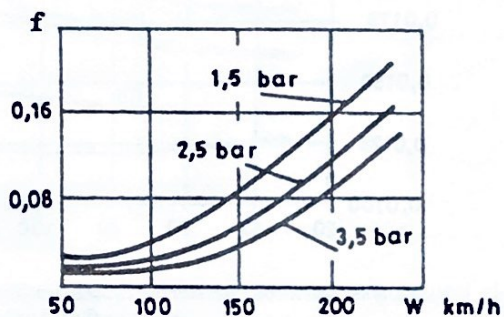
Amennyiben a gumikerékben a légnyomás kisebb az előírtnál, a gördülési ellenállási tényező értéke nagyobb lesz. Ez látható 23. ábrán, a levegőnyomás és a sebesség függvényében.

Megállapítható a diagram alapján, hogy a kis levegőnyomás miatt nem csak a gumikerék rongálódik, hanem a megnövekedett deformációs munka miatt a vonóerő igény is növekedik.



23. ábra. A gördülési ellenállás változása különböző levegőnyomású gumiabroncsok esetén.

A 24. ábra azt mutatja, hogy 100 km/h sebesség felett, a gördülési ellenállási tényező értéke és ezzel a vonóerő igény erősebben növekszik.



24. ábra. A gördülési ellenállás változása 100 km/h sebesség felett.

Út típus	f gördülési ellenállási tényező
aszfalt	0,01- 0,015
beton	0,015 - 0,02
száraz földút	0,025 - 0,035
nedves földút	0,05 - 0,15
homok	0,10 - 0,30

3.1.3. A rugalmas gumikerék és az útfelület közötti súrlódási erők

Az előző 2.2. fejezetben kifejezett F_h vonóerő, a kerék és az útfelület között keletkező súrlódó erő útján képes a gépjárművet mozgatni ugyanakkor a gépkocsi megállítást és irányíthatóságát szintén az útfelület és a kerék között létrejövő súrlódó erő teszi lehetővé. A gumikerék különleges tulajdonságai folytán itt kétféle súrlódási erőről kell beszélnünk. A kerék gördülése közben keletkezik a tapadó súrlódási erő. Ennek meghatározásánál a φ tapadó súrlódási tényezővel számolunk. Amikor a jármű haladása közben a kerék forgása megszűnik pl. blokkoló fékezés esetén, csúszó súrlódás következik be. Ez esetben már a μ csúszó súrlódási tényezővel kell számolnunk. A φ tényező jelentősen nagyobb a μ tényezőhöz viszonyítva.

$$\varphi > \mu$$

Tapadó súrlódási erő

Gördülő kerék esetén keletkezik. Az útfelület és a gumikerék felületei közt létrejövő különleges súrlódási viszonyok, alapvetően két tényezőre vezethetők vissza.

- 1./ A gumiabroncs részben rugalmassága részben anyagszerkezete következtében, viszonylag kis erő hatásra szinte képlékennyé válik és deformálódva rátapad az útfelületre.
- 2./ A gördülő gumiabroncs benyomódása és a felületek közti erőátadás következtében a gumiabroncs érintkező felületének elemi részei, térben és időben változó sebességű csúszást végeznek.

A tapadási erő fellépésekor, vonóerő átadás esetén, az elemi csúszások eredőjeként, relatív csúszás lép fel. Úgy is tekinthetjük, hogy a tapadási erő létrejöttéhez a gumiabroncs relatív csúszása szükséges.

Az F_φ tapadó súrlódási erő, valamint az F_μ csúszó súrlódási erő reakció erő, amelynek nagysága és iránya az őt létrehozó aktív erőtlől függ.

A tapadó súrlódással átvihető F_φ vonóerő nagyságát a φ tapadó súrlódási tényező, valamint a kerék, útfelületre merőleges irányú terhelése határozza meg.

$$F_\varphi = \varphi \cdot G_N$$

Az indexek elhagyása után, általános esetben írható:

$$F = \varphi \cdot G$$

A φ tapadási tényező dimenzió nélküli szám. Azt a maximális értékű, fajlagos tapadási erőt jelenti amelynél a gördülés éppen megszűnik és a kerék csúszni kezd.

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

A keréken kifejezhető $F_{\text{aktív}}$ vonóerő azonban sohasem éri el a legnagyobb vonóerő F_{max} értékét.

$$F_{\text{aktív}} = F \leq F_{\text{max}}$$

Az érintkező felületek közti súrlódási viszonyok sohasem állandóak, ezért a maximális vonóerőre nem számíthatunk.

Csúszó súrlódási erő

A gépjármű üzeme során többféleképpen is megjelenhet. Tisztán csúszó súrlódás keletkezik blokkoló fékezésnél vagy a hajtott kerék túlpörgésénél, a gépjármű oldalra csúszása esetén pedig a tapadó súrlódással együtt is jelentkezhet.

Az F_{μ} csúszó súrlódási erőt a tapadó súrlódási erőhöz hasonlóan számítjuk

$$F_{\mu} = \mu \cdot G_N$$

Egyszerűsítés után, általános esetben:

$$F = \mu \cdot G$$

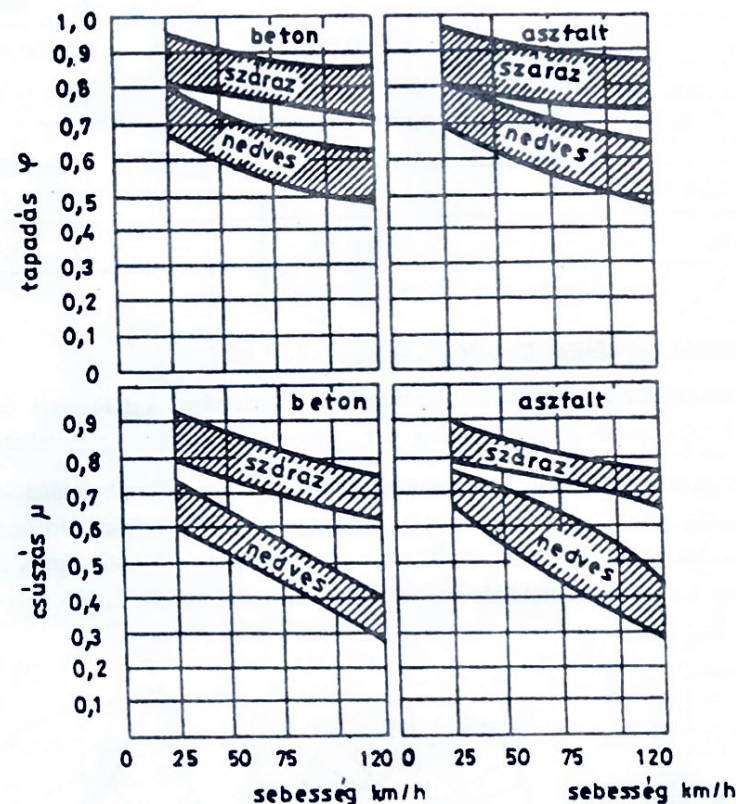
Átrendezés után

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

A μ csúszó súrlódási tényező a maximális értékű, fajlagos csúszó súrlódóerőt jelenti.

A tapadó súrlódási tényező és a csúszó súrlódási tényező értékei, hasonlóképpen, amint azt a gördülési ellenállási tényező tárgyalásánál már láttuk, az útburkolat és a gumiabroncs műszaki állapotától, valamint a gépjármű haladási sebességétől függenek.

A φ tapadó súrlódási erő, valamint a μ csúszó súrlódási tényező értékeit számítással meghatározni, a mai ismereteink szerint, nem lehetséges. Konkrét feltételek melletti értékeket ezért laboratóriumi és országúti kísérletekkel határozzák meg és táblázatokban, valamint diagramokban rögzítik. A 25. ábrán bemutatott diagram a φ és a μ értékeit szemlélteti, a sebesség függvényében, száraz és nedves aszfalt, valamint beton úton.



25. ábra. A tapadó és a csúszó súrlódási tényező változása, a sebesség függvényében.

Az előbbi φ és μ tényezők értékeit a következő táblázatban is összefoglaltuk:

A tapadó és a csúszó súrlódási tényezők értékei				
Útfelület	φ		μ	
	száraz	nedves	száraz	nedves
Érdesített aszfalt	0,95	0,9	0,85	0,65
Beton	0,8	0,6	0,75	0,5
Aszfalt	0,85	0,65	0,75	0,55
Szennyezett aszfalt	-	0,3	-	0,25
Homok	0,35	0,25	0,3	0,2
Letaposott hó	-	0,2	-	0,15
Sima jég	-	0,15	-	0,1

Csúszás a rugalmas gumikerék és az útfelület közt

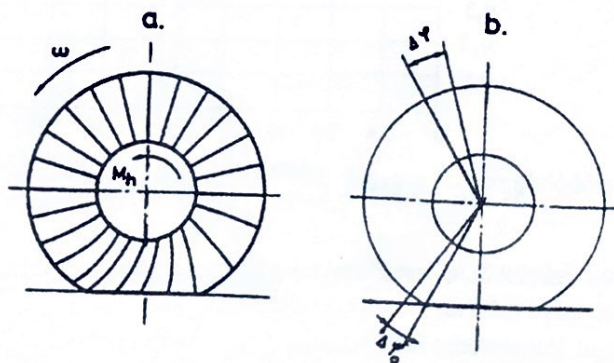
Nyomatékátadásnál a tapadó súrlódási erő ébredésekor, a gumikerék és az út felülete között, relatív csúszás jön létre. Ezt a jelenséget a 26. ábrán szemléltetjük.

A vonóerő átadásakor, a hajtónyomaték hatására a gumikerék futófelületének, az útfelületre gördülő részecskéi a 26/a ábra szerinti módon, kerület irányában összenyomódnak és így kerülnek érintkezésbe az út felületével. A 26/b ábrán, a kerék terheletlen szakaszán kijelöltünk egy $\Delta\varphi$ szögű szelvényt, amely Δt idő alatt fordul tovább. Ezzel a kerék szögsebessége:

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

Ezzel számítható a kerületi sebesség.

$$v_k = R \cdot \omega = R \frac{\Delta\varphi}{\Delta t}$$



26. ábra A szlip keletkezése vonóerő átadás esetén.

Ugyanez a szelvény az útfelületre történő rágördülés pillanatában φ_0 értékre nyomódik össze, így az útfelülettel érintkező kerékszakasz kerületi sebessége és ezzel együtt a gépjármű haladási sebessége a következőképpen számítható:

$$v = R \frac{\Delta\varphi_0}{\Delta t}$$

Mivel $\Delta\varphi > \Delta\varphi_0$ ezért

$$R \omega > v$$

a kerék tehát gyorsabban forog mint ahogy a jármű sebességét tekintve, forognia kellene. Fellép tehát egy relatív csúszás amit szlip-nek nevezünk. Ennek nagysága hajtónyomaték átadása esetén:

$$\lambda = \frac{R\omega - v}{R\omega}$$

ahol

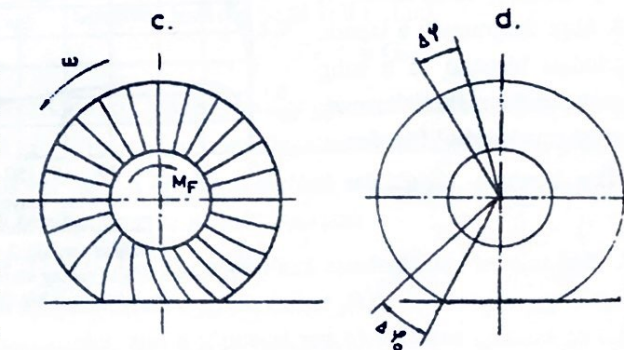
- λ a szlip
- R a kerék sugara
- ω a kerék szögsebessége.
- v a gépjármű haladási sebessége

Abban az esetben, ha a $\lambda = 1$ értékű a megcsúszás 100 %. Ez akkor fordul elő, ha a gépjármű álló helyzetben marad a kerék pedig a nagy gázadás vagy síkos út miatt kipörög. Az esetben viszont, ha nincs nyomatékátadás vagyis terheletlenül forog a kerék, akkor $v = R \omega$ és a szlip $\lambda = 0$.

Fékezés esetén a kerék kerületirányú terhelése, ellentétes irányban megváltozik. Ez látható a 27. ábrán.

A gumikerék útfelülettel érintkező részecskéi, tangenciális irányban húzott állapotba kerülnek, ezért a 27/d ábra szerinti $\Delta\varphi_0$ szögfelfordulás lesz nagyobb a $\Delta\varphi$ -hez viszonyítva.

$$\Delta\varphi_0 > \Delta\varphi$$



27. ábra. A szlip keletkezése fékezőerő esetén.

Ennek megfelelően

$$v > R \omega$$

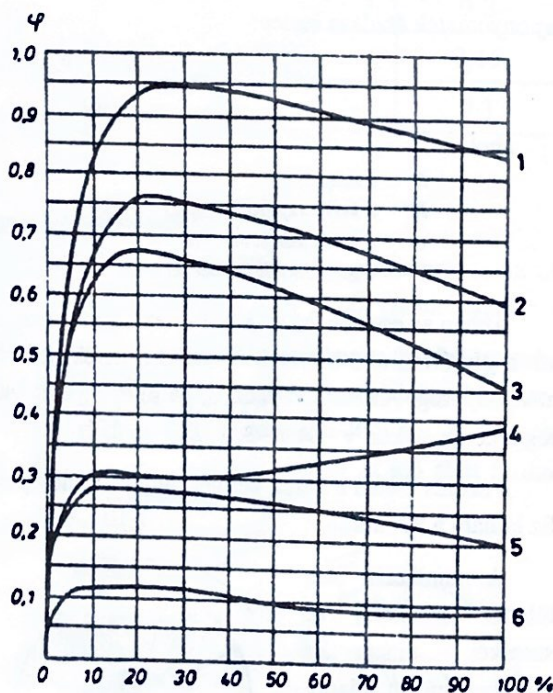
Fékezésnél a kerék lassabban forog mint ahogy a jármű haladási sebességéből következne. A fékezéskor keletkező szlip:

$$\lambda = \frac{v - R\omega}{v}$$

Ha nem lenne erőátadás a szögsebesség egyenlő lenne a haladási sebességgel $v = R \cdot \omega$ a szlip pedig $\lambda = 0$ lenne. Blokkoló kerekek esetén viszont $\omega = 0$ a szlip pedig $\lambda = 100\%$.

A maximális φG vonóerő kialakulásáig a szlip fokozatosan nő. $\lambda = 0,2 - 0,3$ érték után azonban rendkívül rövid idő alatt a kerék megcsúszik, a vonóerő pedig azonnal $F_\mu = \mu G$ értékre csökken.

A φ tapadó súrlódási tényező, valamint a λ szlip kialakulása nagymértékben függ az útfelület minőségétől és pillanatnyi állapotától. A 28. ábra diagramján a tapadó súrlódási tényező és a szlip viszonyát szemléltetjük az útfelület minőségétől függően.



28. ábra. A tapadási tényező és a szlip változása, különböző útviszonyok esetén.
1. száraz aszfalt; 2. nedves aszfalt;
3. vizes aszfalt (vastag víréteg esetén); 4. friss hó;
5. letaposott hó; 6. összefüggő jég

3.1.4. A tapadó súrlódási erő kihasználásának lehetősége

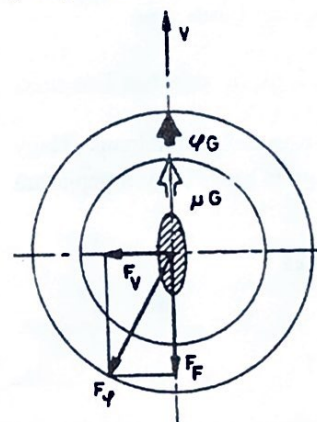
A kerék és az útfelület közt kialakult tapadó súrlódási erő nemcsak vonóerő vagy fékező erő formájában jelentkezhet, hanem oldalvezető erőként is. Az oldalvezető erő segíti elő a gépjármű haladási irányban tartását vagy a kanyar ívén történő megtartását. E nélkül a gépjárművet nem lehetne irányítani, ezért tehát meglete a jármű haladása közben igen fontos. Mind az F_φ tapadó súrlódási mind az F_μ csúszó súrlódási erő, az útfelület síkjában, bármely irányban felléphet, ezért hatásukat a 29. ábra szerinti kördiagramban vizsgáljuk.

A diagram szerint rendelkezésünkre áll $F_\varphi = \varphi \cdot G$ tapadó súrlódási erő. A diagramban ezt felbontottuk F_F fékező és F_V oldalvezető erőre. A Pitagoras tétel segítségével írható

$$F_F^2 + F_V^2 = F_\varphi^2 = (\varphi G)^2$$

A diagram alapján látható az is, ha megnöveljük az F_F fékező erőt az F_V oldalvezető erő csökken.

$$F_V = \sqrt{F_\varphi^2 - F_F^2}$$



29. ábra. A tapadó súrlódási erő kördiagramja.

Kanyarodásnál az oldalvezető erő segítségével lehet a járművet a kívánt haladási irányba kormányozni. De szükség van az oldalvezető erőre az egyenes vonalú haladás csúszás elleni biztonsága érdekében is. Az F_F fékező vagy gyorsító erőt ezért bizonyos határon belül kell tartani.

$$F_F < \varphi G$$

Ha a teljes F_φ tapadó súrlódó erőt fékezésre vagy gyorsításra használjuk fel, oldalvezető erő nem marad, a gépjármű így irányíthatatlanná válik. Az F_φ tapadó súrlódás helyett a jóval kisebb $F_\mu = \mu G$ csúszó súrlódó erő lép fel. A jármű pedig abban az irányban csúszik tovább, amerre a lendülete viszi.

Ha $F_F = \varphi G$ akkor $F_V = 0$ Ezt az üzemmódot mindenképpen kerülni kell. A tapadó súrlódás határának átlépése esetén a jármű csúszását csak a vonó vagy fékező erő csökkentésével lehet mérsékelni, ami a gépkocsi vezető számára igen nehéz feladat. A mai korszerű gépkocsiknál erre a célra elektronikusan vezérelt blokkolás gátló, valamint kipörgés gátló berendezéseket építenek be.

3.2. Emelkedési ellenállás

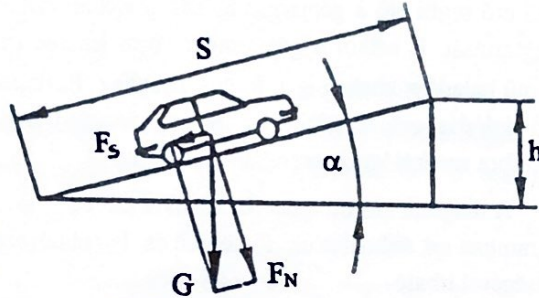
A gépjármű emelkedőre történő haladása esetén, a V_h vonóerő egy része az emelkedési ellenállás legyőzésére fordítódik. A 30. ábra jelöléseivel az emelkedési ellenállás:

$$F_s = G \cdot \sin \alpha$$

ahol

s az út hossza
 h az út emelkedése
 100 méteren

Az emelkedési ellenállás mértéke a lejtő emelkedési szögétől függ.



30. ábra. Az emelkedőn haladó jármű

Abban az esetben ha $\alpha < 6^\circ$ vagy $\frac{h}{s} = \frac{p}{100} \leq 10\%$ akkor $\cos \alpha \approx 1$ és $\sin \alpha \approx \tan \alpha \approx 1$ az emelkedés olyan csekély, hogy azzal nem kell számolnunk. Nagy emelkedési szögek esetén viszont az ellenállás olyan nagy is lehet, hogy a gépjármű nem képes legyőzni.

Az emelkedési ellenállás legyőzésére szükséges munka

$$W_s = G \cdot \sin \alpha \cdot s$$

A szükséges teljesítmény pedig

$$P_s = \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot v}{1000}$$

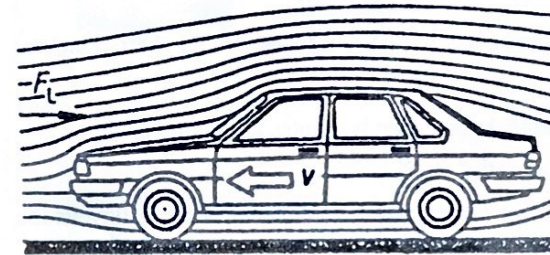
Lejtőn lefelé történő haladás esetén a $G \cdot \sin \alpha$ erő hozzáadódik a vonóerőhöz. Olyan nagymértékű is lehet, hogy e miatt a gépkocsit lejtmenetben fékezni kell.

3.3. Légellenállás

Amikor egy merev testet folyékony vagy légnemű közegben mozgatunk, egy jól érzhető közegellenállást kell legyőznünk. A közegellenállás a merev test és a közeg relatív elmozdulása folytán jön létre. Az ellenállás tekintetében közömbös, hogy a test mozog a közegben vagy a közeg áramlik a test körül.

Mozgó test esetén a közegellenállás a mozgótest előtt lévő közeg részecskéinek felgyorsításához szükséges erő. Másik esetben az álló test körül áramló közeg részecskéinek ütközésekor a mozgási energia nyomási energiává történő átalakulása folytán ébredő erő. A 31. ábrán a haladó gépkocsi körül kialakuló légáramlást igyekszünk érzékeltetni.

A Bernouli törvény szerint egy adott helyen az áramló közeg tömegegységének fajlagos energiája:



31. ábra. A gépkocsi körül kialakuló levegő áramlás.

$$e = \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{állandó}$$

Így a Δv sebességváltozás hatására keletkező nyomásváltozás:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \Delta v^2$$

A v sebességgel haladó test előtt keletkező torlónyomás tehát:

$$p = \frac{\rho}{2} v^2$$

A torlónyomást megszorozzuk a jármű haladásiirányra merőleges felületével, megkapjuk a légellenállással szembeni mozgás erőszükségletét:

$$F = A \cdot p = A \frac{\rho}{2} v^2$$

A légellenállást azonban nem csak a felület nagysága, hanem a mozgó test alakja, tagoltsága felületi érdessége valamint a gépjármű mögött kialakuló szívóhatás is befolyásolja. Az elmondottak figyelembevételével a számításokat ki kell egészíteni egy c_w formátényezővel, amelynek értékét az egyes típusokra külön végzett, kísérleti mérésekkel határozzák meg. Ezzel tehát

$$F = A \frac{\rho}{2} c_w v^2$$

A v relatív sebesség csak nyugalomban lévő levegő esetén (szélcsendben) azonos a jármű sebességével. Ha a szél, a haladás irányát tekintve szembe fúj, a szél sebessége hozzáadódik a jármű sebességéhez. Hátszél esetén pedig levonódik.

3.3.1. A légellenállást befolyásoló tényezők

A homloklöfelület

A jármű haladási irányára merőleges felület. Ennek, mérés útján vagy számítás útján történő meghatározása igen körülményes lenne, ezért a gyakorlatban, kísérletek útján meghatározott tapasztalati egyenletet alkalmazunk a 32. ábra jelöléseivel az A homloklöfelület személygépkocsi esetében:

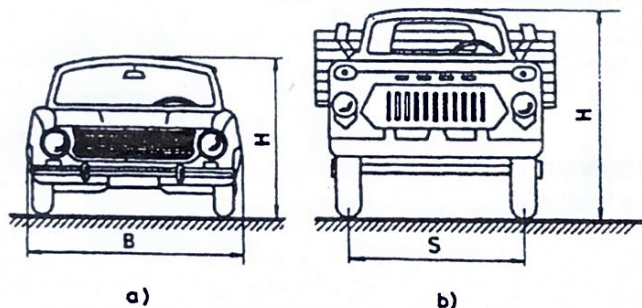
$$A = 0.78 \cdot B \cdot H$$

Ezzel tulajdonképpen figyelembe vesszük, hogy a teljes $B \cdot H$ keresztmetszet csak részben van kitöltve.

Hasonlóképpen járunk el tehergépkocsi esetén is, szintén a 32. ábra jelöléseivel

$$A = S \cdot H$$

A tehergépkocsinál pedig ezzel a tapasztalati egyenlettel vesszük figyelembe, hogy a kocsi alatt, a kerekek között és mellett a levegő szabadon áramolhat.



32. ábra. A gépkocsi homloklöfelülete, légellenállás számításához.

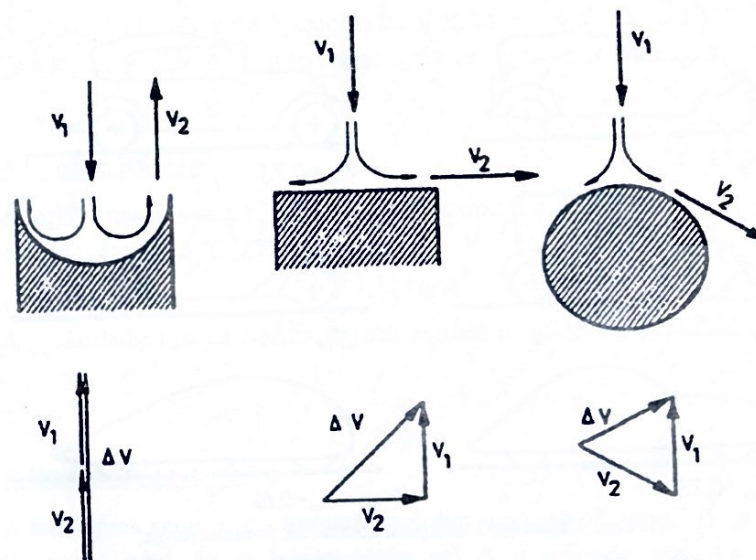
B - a gépkocsi szélessége; H - a gépkocsi magassága; S - a tehergépkocsi nyomtávja

A formáténvező

Amint már említettük a gépjármű alakja, tagoltsága, érdessége, valamint a jármű mögötti szívóhatás jelentősen befolyásolja a légellenállást. A különböző kialakítású felületeken a relatív sebesség különbözőképpen változik.

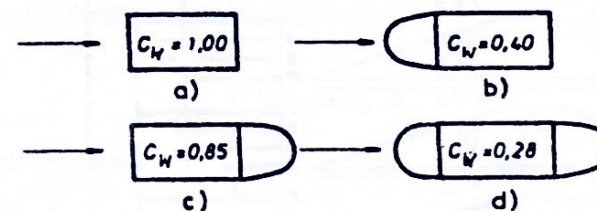
$$\Delta v = \bar{v}_2 - \bar{v}_1$$

A 33. ábrán a relatívsebesség változását szemléltetjük néhány jellegzetes alakú test esetén.



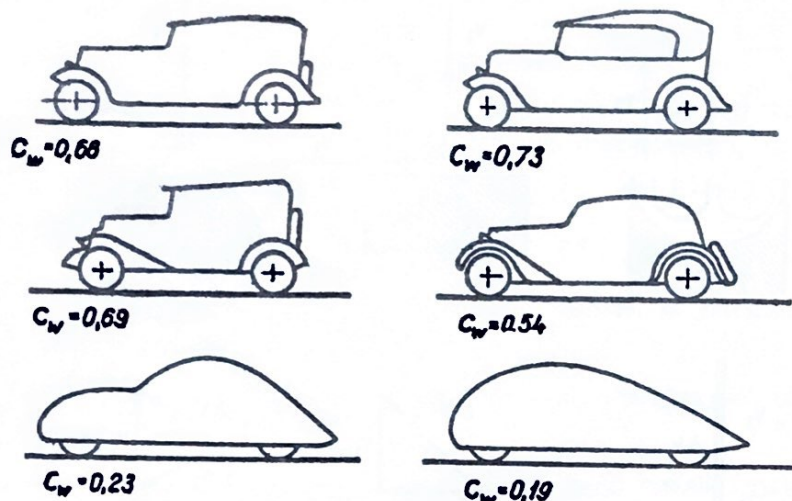
33. ábra. Különböző kialakítású felületek hatása a légellenállásra.

A c_w légellenállási tényező értékét szélcsatornában végzett kísérletekkel határozzák meg, mivel számítással nem lehetséges. A 34. ábra szerint a téglatest formáténvezőjét $c_w = 1,00$ értékre vették. Ez látható a 34/a ábrán. A b ábrán a test elejét legömbölyítéssel látták el. Látható, hogy $c_w = 0,40$ -re csökkent. A c ábrán a test mögé helyezték a legömbölyítést, ez $c_w = 0,85$ értéket eredményezett. A legjobb eredményre az vezetett, amikor a test elején is és hátulján is legömbölyítést alkalmaztak. Ekkor $c_w = 0,28$ -ra mérséklődött.



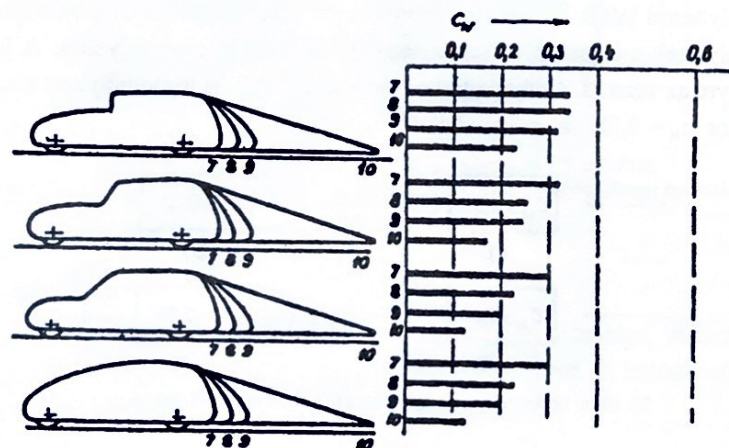
34. ábra. Formáténvező változása a téglatest lekerekítése esetén.

A felismerés alapján született meg az áramvonalasnak nevezett forma, amelynek kidolgozásában Járay Pál magyar mérnök jeleskedett. A 35. ábrán a jellegzetesebb alakú kocsitestek formáténvezője látható.



35. ábra. Különböző kialakítású kocsitestek formatényezője.

Az ábrán látható, hogy a kezdetben gyártott, fiakkerhez hasonló kocsiformák légellenállása nagyon előnytelen volt. A kocsitestek gömbölyítésével már kedvezőbb formatényezőt tudtak elérni. Később vizsgálták a kocsi farrészén lefutó levegő szívóhatását a légellenállás tekintetében. A vizsgálat eredményei a 35/a ábrán láthatók.



35/a ábra. A c_w tényező változása a kocsi farrészének különböző kiképzése esetén.

A gyakorlati mérések azt igazolják, hogy az esőcsepp alakú kocsitest formatényezője a legkedvezőbb. A kocsi tervezése során ezt igyekeznek szem előtt tartani.

A levegő sűrűsége

A légköri nyomás és a hőmérséklet meghatározza a levegő sűrűségét. Átlagos légköri nyomáson és 25 °C hőmérsékleten

$$\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$$

A gyakorlatban ez az érték a legtöbb esetben megfelelően pontos eredményre vezet.

A légellenállás számítása

A számítások során a c_w formatényező dimenzió nélküli szám. A ρ sűrűség mértékegysége kg/m^3 . Az A homlokfelület m^2 . A v sebesség m/s . Az F_L légellenállást pedig N -ban kapjuk.

Amennyiben a levegő sűrűségét állandónak vesszük, Meghatározhatunk egy fajlagos légellenállási tényezőt:

$$k_L = \frac{\rho}{2} c_w = \frac{1,25}{2} c_w = 0,625 c_w$$

Ezzel a légellenállás:

$$F_L = k_L \cdot A \cdot v^2 = 0,625 \cdot c_w \cdot A \cdot v^2$$

Egy adott légellenállás esetén elérhető sebesség:

$$v = \sqrt{\frac{F_L}{0,625 \cdot c_w \cdot A}}$$

A formatényező pedig:

$$c_w = \frac{F_L}{0,625 \cdot A \cdot v^2}$$

A légellenállás legyőzésére szükséges munka:

$$W_L = F_L \cdot s$$

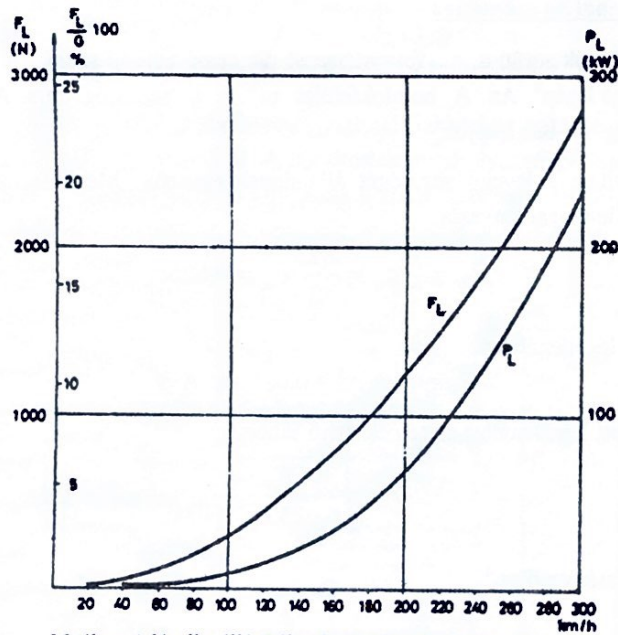
A szükséges teljesítmény:

$$P_L = \frac{F_L \cdot v}{1000}$$

A kerékteljesítmény és a légellenállás ismeretében az elérhető sebesség:

$$v = \frac{1000 \cdot P_L}{F_L}$$

A 36. ábra szerinti diagramon, a légellenállás vonóerő szükséglete, valamint teljesítmény szükséglete látható. Megállapíthatjuk, hogy mintegy 60-80 km/h. sebességig a légellenállás nem jelentős. 100 km/h sebességen felül azonban mind a vonóerő mind a teljesítmény igény, rohamosan növekszik. A nagyobb sebességű haladás tehát csak nagyobb üzemanyagfogyasztás árán lehetséges.



36. ábra. A légellenállás változása a sebesség függvényében.

3.4. Gyorsítási ellenállás, a gépjármű tehetetlenségi ereje

A mozgásirányban vagy azzal ellentétes irányban ható erők nemcsak a gépkocsi tömegét gyorsítják, hanem a kerekekhez kapcsolódó forgó tömegeket is gyorsítani ill. lassítani kényszerülnek.

Az F_a gyorsítóerő tehát két részre bontható, F_m a haladó mozgást végző tömegeket F_f pedig a forgó tömegeket gyorsítja.

$$F_a = F_m + F_f \quad a)$$

A haladó mozgást végző tömegeket gyorsító erő Newton II. törvénye alapján:

$$F_m = m \frac{dv}{dt}$$

A forgó tömegek számításánál azonban figyelembe kell venni, hogy az egyes i indexszel jelölt forgó szerkezeti részek, a kerekhez viszonyítva különböző szögsebességű forgó mozgást végeznek és az i áttételnek megfelelően a gyorsításukhoz szükséges M nyomaték is különböző.

$$i_i = i = \frac{\omega_i}{\omega} = \frac{M}{M_i}$$

Az összes forgó tömeg gyorsításához szükséges, a kerek kerületén kifejtendő erő:

$$F_f = \frac{\sum M}{R} = \frac{\sum i \cdot M_i}{R}$$

A mechanikából ismert, hogy $M = J \frac{d\omega}{dt}$

Az összefüggés behelyettesítésével, ahol J a forgó tömeg tehetetlenségi nyomatéka

$$F_f = \frac{1}{R} \sum i \cdot J_i \frac{d\omega_i}{dt}$$

$$\omega_i = i \cdot \omega \text{ és ezzel}$$

$$F_f = \frac{1}{R} \sum i^2 \cdot J_i \frac{d\omega}{dt}$$

$$\omega = \frac{v}{R} \text{ összefüggés felhasználásával}$$

$$F_J = \frac{1}{R^2} \frac{dv}{dt} \sum i^2 J_i$$

Az a) alapegyenletbe történő behelyettesítés után

$$F_a = \left(m + \frac{1}{R^2} \sum i^2 J_i \right) \frac{dv}{dt}$$

ahol a zárójeles kifejezés második tagját redukált tömegnek nevezzük, amivel a tehetetlenségi erő az alábbi alakban írható fel:

$$F_a = (m + m_{red}) \frac{dv}{dt}$$

Tovább egyszerűsíthető az összefüggés ha bevezetjük a gépjármű forgó tömegeit figyelembevevő δ tényezőt.

$$\delta = \frac{m + m_{red}}{m}$$

Ennek felhasználásával a tehetetlenségi erő:

$$F_a = \delta m \frac{dv}{dt}$$

A redukált tömeg egy adott gépkocsinál nem állandó. A négyzetben szereplő i áttétel változása miatt függ a bekapcsolt sebességi fokozattól. Ezért a redukált tömeget sebességi fokozatonként kell számításba venni. Az alábbi táblázatban, segítségként összefoglaltuk, különböző járművek figyelembevételével a δ tényező szokásos értékeit.

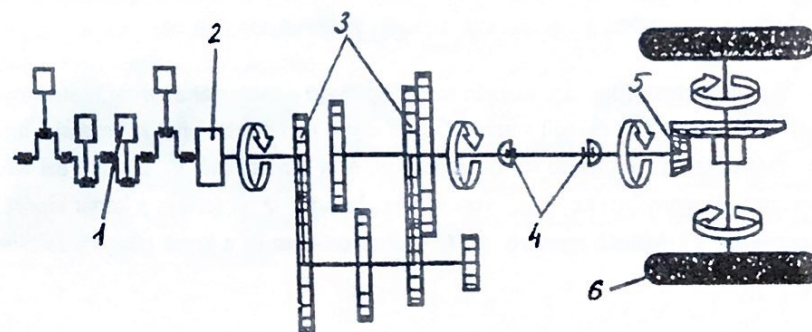
A δ tényező értékei különböző járművek esetén			
Sebességi fokozat	Személygépkocsi	Tehergépkocsi	Autóbusz
I.	1,30 - 1,60	1,40 - 1,70	1,50 - 1,80
II.	1,10 - 1,30	1,15 - 1,35	1,20 - 1,40
III.	1,07 - 1,10	1,07 - 1,12	1,08 - 1,13
IV.	1,04 - 1,06	1,04 - 1,07	1,05 - 1,08
V.		1,03 - 1,06	1,04 - 1,07

4. Menetdinamika

A külső erők, valamint a belső erők reakcióerői egyaránt hatnak, vagy haladás-irányban vagy haladással ellentétes irányban a gépkocsira. Ha a mozgásirányú erők egyenlők a mozgással ellentétes irányú erőkkel, a gépkocsi egyenletes sebességgel halad. Ha a mozgásirányú erők nagyobbak az ellentétes irányú erőknél, a gépjármű gyorsul és súlypontjában a mozgással ellentétes irányú tömegközéppont ébred. Azonban, ha a mozgással ellentétes irányú erők a nagyobbak akkor a gépjármű lassul és súlypontjában a mozgás irányába ható tehetetlenségi erők ébrednek.

4.1. A vonóerő

A gépjármű erőforrása a motor. A hajtott kerékre a motornyomaték a hajtóműn keresztül adódik át. Különböző kivitelű hajtóműveket alkalmazhatnak, mi most az egyszerűbb vizsgálat kedvéért egy orrmotoros, hátsókerék hajtású gépkocsi hajtóművét tanulmányozzuk, a 37. ábra szerint.



37. ábra. A hajtásátvitel a motortól a hajtott kerékig.
1. motor; 2. tengelykapcsoló; 3. sebességváltó; 4. kardáncsuklók;
5. hársant hajtómű; 6. a hajtott kerék

A belsőégésű motorok egy meghatározott fordulatszám tartományban képesek a legnagyobb nyomatékuk, gazdaságos körülmények közt történő kifejtésére. Ez a fordulatszám tartomány nem egyezik a hajtott kerék fordulatszám tartományával, ezért a gépjárműnél fordulatszám módosító berendezéseket, egyszerű esetben sebességváltót, hársanthajtóművet alkalmaznak, de léteznek bonyolultabb hajtóművek is. Az ábra szerinti hajtómű esetén a hajtott keréken kifejtett nyomatékot a motor nyomatéka alapján a hajtómű áttételével és hatásfokával számíthatjuk ki.

$$M_h = M_m \cdot i_h \cdot \eta_h$$

ahol

M_m a motor nyomatéka
 i_h a hajtómű áttétele
 η_h a hajtómű hatásfoka
 M_h a hajtott kerék nyomatéka

A hajtott keréken kifejthető maximális vonóerőt megkaphatjuk, ha az előbbi összefüggést a hajtott kerék R rádiuszával elosztjuk.

$$F_{h \max} = \frac{M_{\max} \cdot i_h \cdot \eta_h}{R}$$

A motor által szolgáltatott legnagyobb nyomatékot azonban csak akkor lehet kihasználni, ha a tapadó súrlódási viszonyok ezt lehetővé teszik.

$$M_h \leq \varphi \cdot G \cdot R$$

A kifejthető vonóerő maximális értékét szintén a súrlódási viszonyok határozzák meg.

$$F_{h \max} \leq \varphi \cdot G$$

Amint az összefüggések alapján megállapítható a motor által szolgáltatott nyomatékot ill. a keréken ébredő vonóerőt, csak olyan mértékben lehet kihasználni amilyen mértékben a φ tapadó súrlódási tényező és a kerékre eső G súlyerő ezt lehetővé teszi. Amennyiben az $F_{h \max}$ vonóerő meghaladja $\varphi \cdot G$ értékét a kerék kipörög, megcsúszik, a kifejthető vonóerő $\mu \cdot G$ értékre csökken és a kocsí irányíthatatlanná válik.

4.1.1. Hajtómű áttétel, hajtómű hatásfok

Amint a fejezet első részében már említettük, a hajtott kerék fordulatszáma kisebb mint a motor fordulatszám. A fordulatszámot a kívánt értékre a hajtómű csökkenti. A teljes hajtómű áttétel egyszerű esetben a sebességváltó és a haránthajtómű áttételéből tevődik össze.

$$i_h = i_{sv} \cdot i_{dh}$$

ahol

i_h a hajtómű össz. áttétele
 i_{sv} a sebességváltó áttétel
 i_{dh} a haránthajtómű áttétele

A sebességváltó, más néven nyomatékváltó rendszerint több áttételi fokozattal készül. Az egyes fokozatok áttétele különböző.

$$i_I \ i_{II} \ i_{III} \ i_{IV} \ i_V \dots\dots\dots$$

Sok esetben, a gépjármű feladatától függően a sebességváltó további hajtásmódosításokkal kiegészül. Ilyen lehet például a terepjáró gépjárművek terep áttétele, vagy nagy tehergépkocsik és autóbuszok esetén a hajtott kerék előtt alkalmazott végáttétel. Ekkor a hajtómű össz. áttétele:

$$i_h = i_{sv} \cdot i_{tv} \cdot i_{dh} \cdot i_{vh}$$

ahol

i_{tv} a terepváltó áttétele
 i_{vh} végáttétel

A fokozat nélküli sebességváltók alkalmazása esetén az áttétel $i_{sv \min}$ és $i_{sv \max}$ között fokozatmentesen változik.

A nyomaték átvitel során a hajtóműben, a motortól a hajtott kerekéig mechanikai veszteségek keletkeznek. A veszteségek a kapcsolódó fogaskerekeknel keletkező fogsúrlódás, a csapágysúrlódás, az olajkeverés, a kardánkeresztek veszteségei folytán jönnek létre. A hajtott kerekékre jutó nyomatékot tehát a hajtóműnél keletkező veszteségek csökkentik.

$$M_h = \eta_h \cdot M_m$$

$$\text{A kerékteljesítmény pedig} \quad P_h = \eta_h \cdot P_m$$

A súrlódások miatt keletkező veszteségek hővé alakulnak, ezért a hajtómű melegszik.

A hajtómű hatásfoka:

$$\eta_h = \frac{M_h}{M_m} = \frac{P_h}{P_m}$$

A hajtómű hatásfoka a részhatásfokok szorzataként is jó közelítéssel számítható.

$$\eta_h = 0,98^a \cdot 0,97^b \cdot 0,99^c$$

ahol

- a a homlok fogaskerékpárok száma
b a küpfogaskerékpárok száma
c a kardáncsuklók száma

Az össz. hatásfokot számíthatjuk úgyis, hogy a hajtómű egységek tapasztalati úton meghatározott hatásfokait összeszorozzuk.

Tapasztalati adatok szerint az egyes egységek hatásfokai:

- mechanikus tengelykapcsoló	0,99
- sebességváltó direkt fokozat	0,99
- " - III. fokozat	0,96
- " - II. fokozat	0,95
- " - I. fokozat	0,94
- kardáncsukló	0,99
- diff. haránthajtómű	0,95

4.2. A gépjármű dinamikai egyensúlya és mozgásegyenlete

A mozgó gépjármű dinamikus egyensúlyának feltétele, hogy a járműre ható összes erők összege nulla legyen.

$$\Sigma F = F_h + F_G + F_L + F_S + F_a = 0$$

Az egyes erőket a megfelelő előjellel kell behelyettesíteni az egyenletbe.

Az általános összefüggés alapján felírhatjuk a gépjármű mozgásegyenletét, előjel helyesen arra az esetre, ha a gépjármű szélcsendben, α szögű emelkedőn gyorsulva halad.

$$F_h - F_G - F_L - F_S - F_a = 0$$

Az összefüggés alapján látható, hogy csak az F_h vonóerő előjele pozitív, a menetellenállások negatív előjelűek. A hajtott keréken tehát akkora vonóerőt kell kifejezni ami a mindenkor ébredő menetellenállásokkal egyensúlyt tart. Az egyes tényezők behelyettesítésével írható:

$$\frac{M_m \cdot i_h \cdot \eta_h}{R} - f \cdot G - k_L \cdot A \cdot v^2 - \frac{P}{100} \cdot G - \delta \cdot m \frac{dv}{dt} = 0$$

Az előbbi egyenletben a sebességet m/s dimenzióban számítottuk. km/h mértékegységben számítva írható:

$$\frac{M_m \cdot i_h \cdot \eta_h}{R} - f \cdot G - \frac{k_L \cdot A}{3,6^2} W^2 - \frac{P}{100} \cdot G - \delta \cdot m \frac{dv}{dt} = 0.$$

Amennyiben nagyobb hajlásszögű lejtőn halad a gépjármű, az emelkedési szög-gel számolva:

$$\frac{M_m \cdot i_h \cdot \eta_h}{R} - f \cdot G \cdot \cos \alpha - k_L \cdot A \cdot v^2 - G \cdot \sin \alpha - \delta \cdot m \frac{dv}{dt} = 0$$

A gépjármű mozgásegyenletéből szemléletesen kifejezhető a gyorsításra megmaradó vonóerő:

$$F_a = F_h - (F_G + F_L + F_S)$$

4.2.1. Vonóerő diagram

A gépjármű vonóerő diagramja látható a 38. ábrán.

A vízszintes koordinátára a gépkocsi haladási sebességét vittük fel km/h mértékegységben. A függőleges koordinátán a vonóerőt ábrázoltuk N mértékegységben. A diagramban F_{id} ideális vonóerőgörbe azt az ideális állapotot jellemzi amikor a gépjármű egész sebességtartományában ki lehet használni a motor maximális teljesítményét ill. a keréken kifejtethető legnagyobb vonóerőt.

$$P = F \cdot v$$

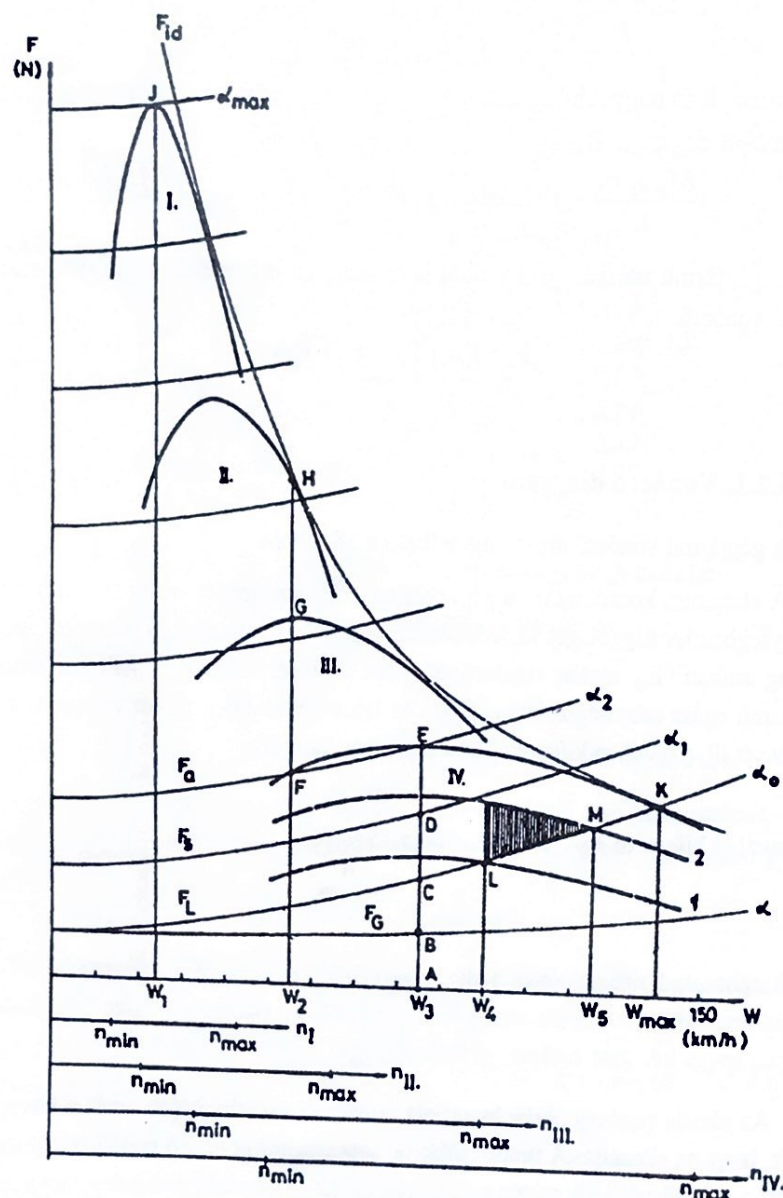
egyenletből kifejezve m/s sebességdimenzió esetén

$$F_{id} = \frac{\eta_h \cdot P_{max}}{v}$$

km/h sebességdimenzió esetén pedig

$$F_{id} = \frac{3,6 \cdot \eta_h \cdot F_{max}}{W}$$

Az ideális vonóerő görbe hiperbola, amelynél jól teljesülnek azok a követelmények, hogy az ellenállások miatt csökkenő sebességhez növekvő vonóerő tartozzon és fordítva, kis ellenállások esetén a vonóerő is kicsi, a sebesség pedig nagy legyen.



38. ábra Vonóerő diagram.

Belsőégésű motorok alkalmazása esetén, az ideális vonóerő görbe előnyeit csak fokozat nélküli sebességváltóval lehetne elérni. A nagy költségekre és egyéb hátrányokra tekintettel, a gyakorlatban a fogaskerekes, több fokozatú sebességváltók terjedtek el legnagyobb darabszámban. Az ábrán egy négyfokozatú sebességváltó vonóerő görbéit ábrázoltuk a diagramban. Az egyes fokozatokban a vonóerő görbék hasonlóak a motor nyomatéki jelleggörbéivel és azokkal arányosak. Látható, hogy a négy fokozat vonóerő görbéi csak négy ponton érintik az ideális vonóerő görbét. Az érintési pontok közötti szakaszokon az ideálishoz viszonyítva kisebb vonóerő áll rendelkezésre.

Az egyes vonóerő görbék alatt a vízszintes koordinátán láthatók a görbékhez tartozó motorfordulatszámok. Ezek segítségével a vízszintes koordinátán leolvashatók az egyes sebességi fokozatokban elérhető sebességek. A menetellenállások megtalálhatók a diagramban. Az F_G gördülési ellenállás görbéje, az f gördülési ellenállás, fordulatszám növekedésével arányos változása miatt, emelkedő jellegű. Erre rásuperponálódik a sebesség négyzetével arányosan növekvő F_L légellenállás, majd az F_S emelkedési ellenállás és az F_0 gyorsítási ellenállás.

A diagram segítségével meghatározhatók egy adott sebességhez tartozó ellenállások. Vegyünk fel W_3 sebességnél egy függőleges metszékét. Ezen A - B távolság az F_G gördülési ellenállás, a B - C távolság az F_L légellenállás nagyságát mutatja. Sík úton haladva az A - C távolság megadja a W_3 sebességnél fellépő menetellenállásokat. Az α_0 görbén pedig bármely sebességnél leolvasható a menetellenállások mértéke. Amennyiben emelkedőn halad a gépkocsi az előbbi ellenállásokhoz hozzáadódik az F_S emelkedési ellenállás. A C - D távolság, valamint az α_1 jelű görbe ezt mutatja. Az összes ellenállás ekkor A - D távolsággal arányos.

A diagramon látható, hogy a vonóerő görbe és a D pont között még maradt D - E távolság.

Ez azt jelenti, hogy a negyedik sebességi fokozatban az eddig összegezett ellenállásokon túl maradt még vonóerő gyorsításra is, vagy a W_3 sebességgel, gyorsítás nélkül α_2 szögű emelkedőn is képes a kocsi felmenni.

Vegyünk fel egy metszékét W_2 sebességnél is. Látható, hogy ez három vonóerő görbét is metsz. Így hát ez a sebesség három sebességi fokozatban is tartható. Az F pontban kis motorfordulatszám és kis gyorsítási képesség adódik. A G pontban, közepes motor fordulatszámot és nagy gyorsító erőt láthatunk. A H pontban mind a motor fordulatszám mind a gyorsító erő nagy.

A J pont a diagram egyik jellegzetes pontja. Megmutatja a gépkocsival legyőzhető legnagyobb szögű emelkedőt és a hozzátartozó sebességet. A K pont a sík úton elérhető legnagyobb sebességet jelöli.

Nézzük meg mi történik akkor, ha a W_{max} sebességgel haladó gépkocsinál, gázpedál felengedéssel résztöltésre állítjuk a motort, amelynél az 1 jelű vonóerő görbét tudja szolgáltatni. Ekkor a jármű sebessége W_{max} -ról W_4 -re változik és az L pontban alakul ki az egyensúly a vonóerő és az ellenállások között. Ha most gázadással a 2 jelű vonóerő állapotot hozzuk létre, a motor nagyobb nyomatékot fejt ki és a vonalkázott terület metszékeivel arányos vonóerőtöbblet először gyorsabban majd később lassabban felgyorsítja a kocsit W_5 sebességre. Az egyensúlyi állapot pedig az M pontban alakul ki.

4.2.2. Teljesítmény diagram

A gépjármű dinamikai egyensúlyát a 39. ábra szerinti teljesítménydiagramban is ábrázolhatjuk. A teljesítmény egyensúlyt a mozgásegyenletből számíthatjuk úgy, hogy annak minden tagját a sebességgel beszorozzuk. A vonóerő egyenlethez hasonlóan a teljesítmény egyensúly:

$$P_h - P_G - P_L - P_S - P_a = 0$$

A kerék teljesítményt ez esetben is az η_h hajtómű hatásfokkal a P_m motorteljesítményből számítjuk.

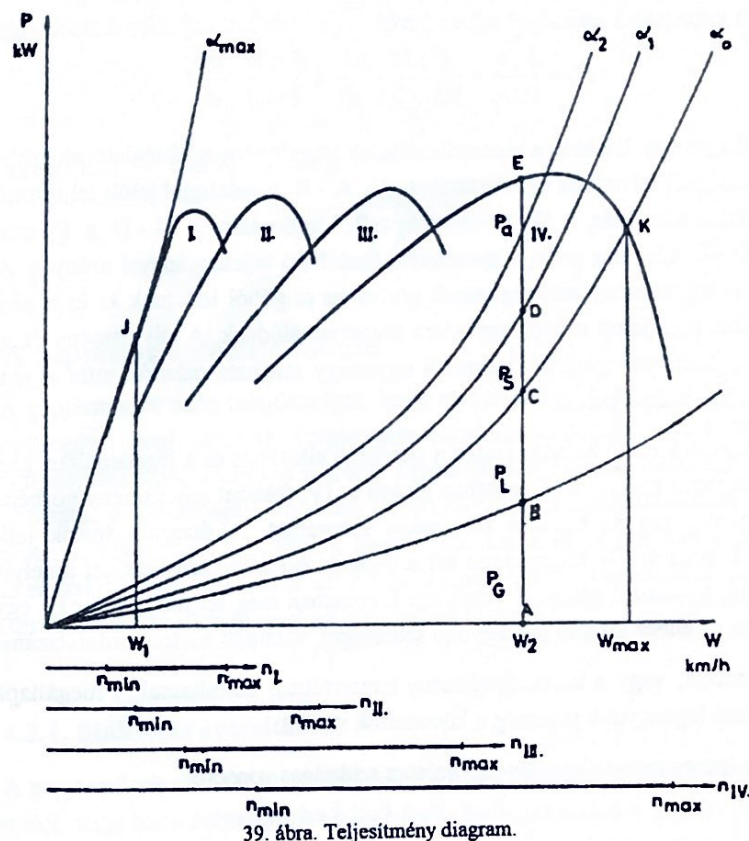
$$P_h = \eta_h \cdot P_m$$

A diagramban a vízszintes koordinátán a sebességet km/h a függőleges koordinátán pedig a hajtott keréken kifejtett teljesítményt ábrázoltuk kW mértékegységben. A vízszintes koordinátán, az egyes sebességi fokozatok tartományában a motor fordulatszámot is jelöltük.

A következőkben határozzuk meg az egyes ellenállások legyőzésére szükséges kerékteljesítményt kW mértékegységben és km/h sebesség esetén.

A P_G gördülési ellenállás legyőzésére szükséges teljesítmény:

$$P_G = \frac{F_G \cdot v}{1000} = \frac{f \cdot G \cdot W}{1000 \cdot 3,6} = \frac{f \cdot G \cdot W}{3600}$$



A P_L légellenállás legyőzésére szükséges teljesítmény:

$$P_L = \frac{F_L \cdot v}{1000} = \frac{k_L \cdot A \cdot W^2 \cdot W}{1000 \cdot 3,6^2 \cdot 3,6} = \frac{k_L \cdot A \cdot W^3}{46656} \dots$$

A P_S emelkedési ellenállás legyőzésére szükséges teljesítmény kis emelkedési szög esetén:

$$P_S = \frac{F_S \cdot v}{1000} = \frac{p \cdot G \cdot W}{100 \cdot 1000 \cdot 3,6} = \frac{p \cdot G \cdot W}{360000} \dots$$

Nagyobb emelkedési szög esetén

$$P_S = \frac{F_S \cdot v}{1000} = \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot W}{1000 \cdot 3,6} = \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot W}{3600}$$

P_a a gyorsításra szükséges teljesítmény:

$$P_a = \frac{F_a \cdot v}{1000} = \frac{\delta \cdot m \cdot W}{1000 \cdot 3,6} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{\delta \cdot m \cdot W}{3600} \cdot \frac{dv}{dt}$$

A diagramon láthatók a menetellenállások teljesítmény szükségletének görbéi. A W_2 sebességnél felvettünk egy metszékét. Az A - B távolsággal jelölt teljesítmény a P_G gördülési ellenállás, a B - C távolság a P_L légellenállás, a C - D a P_S emelkedési a D - E távolság pedig a gyorsításra fordítható teljesítménnyel arányos. Az ellenállások teljesítmény szükségletének görbéi az origóból indulnak ki és a vonóerő diagramnál már látott módon egymásra szuperponálódnak. A teljesítmény diagramból a gépjármű mozgásának jellemzői ugyanúgy meghatározhatók mint a vonóerő diagram használata esetén.

Sík úton történő haladás esetén a gördülési ellenállás és a légellenállás, grafikusán összegezett görbéje a K pontban metszi a IV. fokozat teljesítmény görbét, ezzel meghatározza az elérhető maximális sebességet. A diagram másik jellemző pontja J pont amely megmutatja azt a legnagyobb emelkedési szöget amelyiken a gépjármű, gyorsulás nélkül, I. sebességi fokozatban még fel tud menni. Ez egyúttal megjelöli az ehhez tartozó legnagyobb sebességet, valamint motor fordulatszámot.

A motor, vagy a kerékteljesítmény ismeretében, számítással is megállapítható az elérhető legnagyobb sebesség a következők szerint:

Az összes menetellenállás legyőzésére szükséges vonóerő:

$$F_W = F_G + F_L + F_S + F_a$$

A szükséges kerékteljesítmény, ha a sebességet m/s ill. km/h mértékegységben helyettesítjük be:

$$P_W = \frac{F_W \cdot v}{1000} = \frac{F_W \cdot W}{3,6 \cdot 1000}$$

ahol

F_W a menetellenállások legyőzésére szükséges vonóerő (N)

P_W a menetellenállások legyőzésére szükséges kerékteljesítmény (kW)

v haladási sebesség (m/s)

W haladási sebesség (km/h)

Egy adott kerékteljesítménnyel elérhető sebesség:

$$v = \frac{1000 \cdot P_W}{F_W}$$

Az elérhető W (km/h) sebesség:

$$W = \frac{3600 \cdot P_W}{F_W}$$

4.3. A gépjármű menetstabilitása

A gépjárműnek azon tulajdonságát, hogy milyen mértékben képes a kormány-mű segítségével meghatározott nyomvonalon haladni, menetstabilitásnak nevezzük. A jármű súlyelosztása, a kerekek méretei, a gumikerekek egyenlő minősége, állapota, mintázata, felfúvottsága, valamint az útviszonyok, a menetstabilitást jelentős mértékben befolyásolják. Igen fontos, hogy a gumikerek és az útfelület között φ G tapadó súrlódás legyen mert ekkor az F_v oldalvezető erő megtámasztja a kereket oldalra történő csúszás ellen és ezzel az iránytartást biztosítja.

4.3.1. Stabilitás gyorsításnál

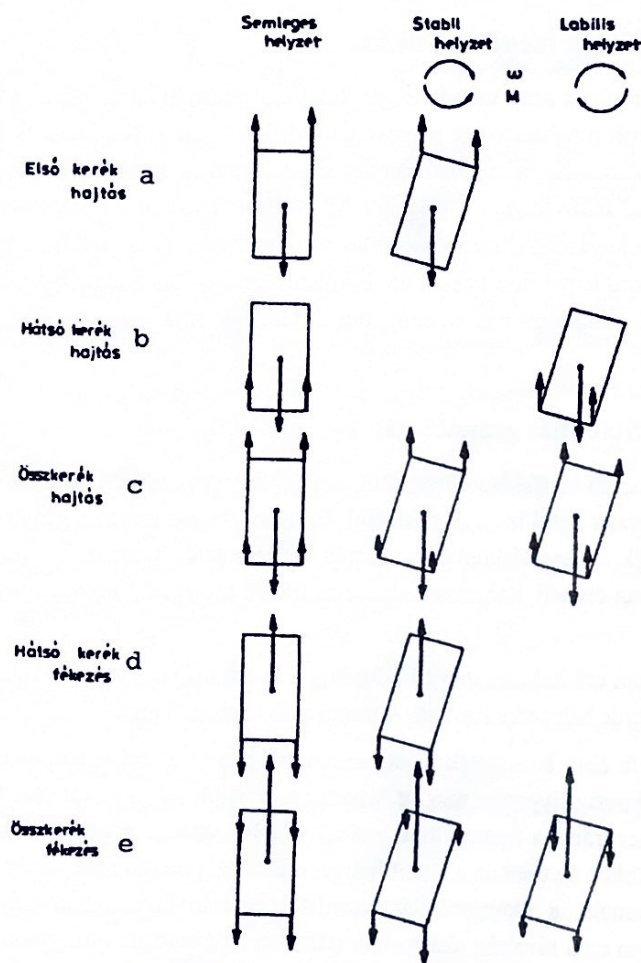
A gépjármű viselkedése függ attól, hogy a hajtott kerekek a haladás irányát tekintve elöl, vagy hátul helyezkednek-e el. Elsőkerék hajtás esetén a gépjárműre hat a két elsőkerék és az útfelület közt ébredő, előreutató vonóerő, valamint a kocsisúlypontjában ébredő, haladással ellentétes irányú tömegerő, amint az a 40/a ábrán látható

A három erő haladás irányába fordítja a kocsit még akkor is ha valamilyen oknál fogva ferde helyzetbe kerülne. A jármű stabil helyzetű lesz.

A 40/b ábra hátsókerék hajtás esetén mutatja be az erőviszonyokat. A hajtott kerekek a kocsisúlypontja mögött helyezkednek el. A súlypontban ébredő, haladással ellentétes irányba mutató tömegerővel szemben látható a két kerék alatt ébredő vonóerő. Ebben az esetben a stabil helyzet csak addig marad fenn, amíg a két vonóerő hatásvonala, a tömegerő hatásvonalától egyenlő távolságban helyezkedik el. Amennyiben ez a távolság akármelyik irányban megváltozik, a nagyobb karon ható vonóerő forgatónyomatékot ébreszt ezért a kocsit a saját inerciatengelye körül meg-

fordul. A kerekeknel az oldalvezető erő megszűnik, beáll a $\mu \cdot G$ csúszó súrlódás és a kocsi irányíthatatlanná válik. Amint látható a hátsókerék hajtás, bizonyos esetekben labilis állapotokat eredményezhet.

A 40/c ábrán a négykerék hajtás vázlatát láthatjuk. Amennyiben a négy hajtott keréken egyenlő vonóerő ébred a kocsi stabilitási helyzete semleges. Amennyiben a két elsőkeréken nagyobb a vonóerő, a kocsi az elsőkerék hajtáshoz közel hasonlóan stabil, ha pedig a hátsókerékeknél nagyobb a vonóerő a hátsókerék hajtáshoz hasonlóan labilissá válik.



40. ábra. A gépjármű stabilitási helyzetei.

Az összkerék meghajtású járművek hajtóműveit ennek figyelembe vételével tervezik.

Fékezés esetén a stabil vagy labilis helyzet, az előbb ismertetett gyorsítási helyzetekkel ellentétesen alakul ki. A 40/d ábrán ez látható. A hátsókerék fékezése esetén, az előre mutató tömeget stabil helyzetet eredményez, még akkor is ha a kocsi valamilyen oknál fogva a haladás irányára ferdén helyezkedik el.

A négykerék fékezési helyzetet a 40/e ábra szemlélteti. Négykeréknél egyenlő nagyságú fékerő esetén semleges helyzet, a hátsókerékeknél ébredő nagyobb fékerő esetén pedig stabil helyzet jön létre. Az elsőkerékeken ébredő nagyobb fékerő labilis helyzetet eredményez.

A fékerő szabályozását ennek figyelembevételével törekednek megoldani.

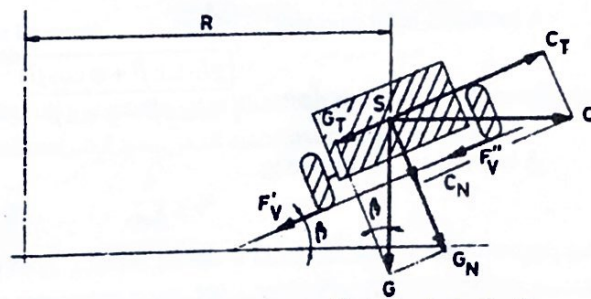
4.3.2. A gépjármű stabilitása kanyarodás esetén

A kanyarodó gépjármű az ébredő centrifugális erő hatására kicsúszhat vagy kiborulhat. A centrifugális erő nagyságát befolyásolja a jármű tömege, a haladási sebesség, valamint a kanyarodás sugara, a következők szerint:

$$C = m \frac{v^2}{R}$$

Kanyarodás emelt pályán

Az oldalra történő kicsúszás lehetőségének mérséklése érdekében, az autópályát, a kanyar középpontja felé, a haladás irányára merőlegesen megemelik. Ilyen esetben az ébredő centrifugális erő, pályára merőleges irányú komponense megnöveli a jármű adhéziós súlyát és ezzel a kerekek és az útfelület közti tapadó erőt, amint ez a 41. ábrán látható. A kicsúszás veszélye ez által csökken.



41. ábra. Az emelt pályán kanyarodó gépjárműre ható erők.

Az ábrán a β szögben megemelt pályán kanyarodó gépjárműre ható erőket ábrázoltuk. A jármű súlypontjában hat a G súlyerő és a C centrifugális erő. Ezek pályára merőleges irányú komponense a C_N és a G_N normális erő, a pálya síkjával párhuzamosan hat a C_T és a G_T tangenciális irányú erő.

A gépjármű nem sodródik ki ha a centrifugális erőhöz viszonyítva az oldalvezetőerő nagyobb.

$$\Sigma F_T < \varphi \Sigma F_N$$

Ha a centrifugális erő nagyobb az F_v oldalvezető erőnél, a jármű kisodródik.

$$C_T - G_T > \varphi (C_N + G_N)$$

A jármű a kanyar középpontja felé csúszna, ha a súlyerő és a centrifugális erő tangenciális irányú komponensének különbsége nagyobb lenne mint az oldalvezetőerő.

$$G_T - C_T > \varphi (C_N + G_N)$$

Abban az esetben, ha $C_T = G_T$ lenne, a gépjármű nem sodródna ki még akkor sem, ha $\varphi = 0$ értékre csökkenne.

A centrifugális erő behelyettesítésével meghatározhatjuk a kisodródás határsebességét.

$$m \frac{v^2}{R} \cos \beta - m \cdot g \cdot \sin \beta \leq \varphi \cdot m \frac{v^2}{R} \sin \beta + \varphi \cdot mg \cdot \cos \beta$$

Egyszerűsítés, átrendezés után

$$\frac{v^2}{R} (\cos \beta - \varphi \cdot \sin \beta) \leq g \cdot (\sin \beta + \varphi \cdot \cos \beta)$$

A kicsúszás határsebessége:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{gR(\sin \beta + \varphi \cos \beta)}{\cos \beta - \varphi \sin \beta}}$$

A kicsúszás elleni biztonság:

$$v \leq v_{\max}$$

Kicsúszás ill. kiborulás vízszintes úton, kanyarban

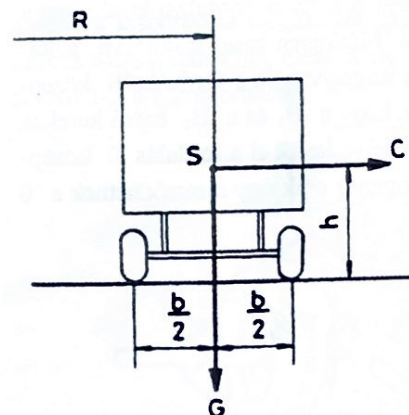
A vízszintes úton kanyarodó gépjármű az ébredő centrifugális erő hatására szintén kicsúszhat, vagy kiborulhat. A kicsúszás határsebességét, $\beta = 0$ felvételével a következő összefüggéssel számíthatjuk:

$$v'_{\max} = \sqrt{gR\varphi}$$

A kicsúszás elleni biztonság:

$$v \leq v'_{\max}$$

Bizonyos sebességen felül, a jármű felborulhat. A 42. ábra jelöléseivel, a súlypontban ható C centrifugális erő a h súlypont magasságnak megfelelő karon nyomatóerőt hoz létre amely a járművet kiborítani igyekszik. Ezzel ellentétesen forgat és stabilizálja a járművet a G súlyerő a $b/2$ karon, amely a nyomtáv felének felel meg.



42. ábra. A vízszintes úton kanyarodó járműre ható erők.

A nyomatéki egyensúly:

$$M = C \cdot h - G \frac{b}{2} = 0$$

Behelyettesítés után:

$$m \frac{v^2}{R} \cdot h - mg \frac{b}{2} = 0$$

A kiborulás határsebessége:

$$v''_{\max} = \sqrt{gR \frac{b}{2h}}$$

Kiborulás elleni biztonság:

$$v \leq v''_{\max}$$

A kicsúszás és a kiborulás határsebessége általában nem azonos. Személygépkocsiknál és kisárú szállítóknál ahol a súlypont alacsonyan helyezkedik el

$$\frac{b}{2h} \geq \varphi$$

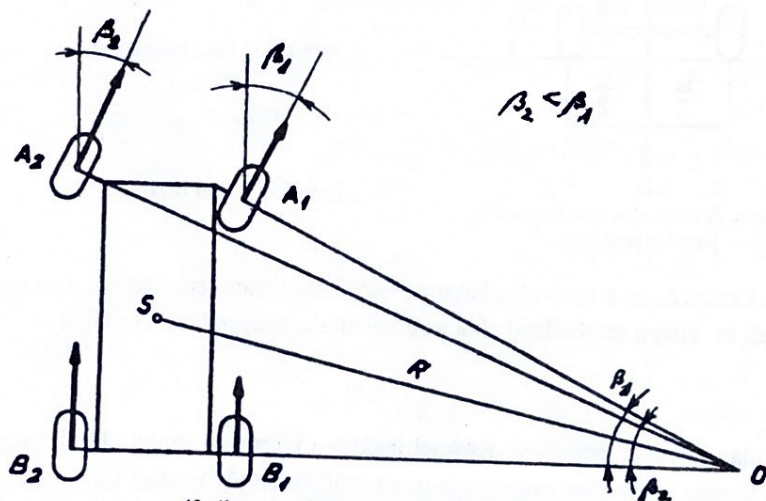
a kiborulás veszélye igen kicsi. Ezenél inkább a kicsúszás fordul elő. Tehergépkocsiknál viszont a súlypont magassága miatt, különösen jó tapadási viszonyok esetén, a felborulás hamarabb következhet be mint a kicsúszás.

4.3.3. A gépjármű dinamikus viselkedése kanyarban

Adott sugáron kanyarodó gépjárműre centrifugális erő hat amely a pályáról való kisodródását okozhatja. Ezzel szemben működik, a kerekek és az úttest felülete közt ébredő súrlódó erő, haladási irányra merőleges komponense mint oldalvezető erő, amely megtámasztja a kerekeket a kisodródással szemben. Ez az erópár a fűvott gumikerekek deformációját okozza, ezért az egyes kerekek nem a kerék síkja irányában, hanem az erők által okozott gumideformáció mértékétől függően eltérő irányban fognak haladni. Következésképpen a gépjármű kanyarodási ívét nem csak a kerekek befordítási szöge határozza meg, hanem ezt még az egyes kerekeknél keletkező gumi deformáció mértéke módosítja

A kerekek csúszásmentes gördülésének feltételei kanyarodás esetén

A kanyarodó gépjármű a 0 fordulási középpont körül R sugáron fordul. A kerekek csúszásmentes gördülésének feltétele, hogy a kerekek fordulási középpontja azonos legyen a kocsi fordulási középpontjával. Másképpen megfogalmazva, a kanyarban forduló minden kerék meghosszabbított tengelyvonala a fordulás 0 középpontjában metszse egymást. A 43. ábrán látható, hogy a B_1 és a B_2 hátsó kerekek tengelyvonala egybe esik. Ezen a tengelyvonalon helyezkedik el a fordulás 0 középpontja. Az A_1 valamint az A_2 első kerekek tengelyei csak úgy metsződhetnek a 0



43. ábra. A csúszásmentes gördülés feltétele.

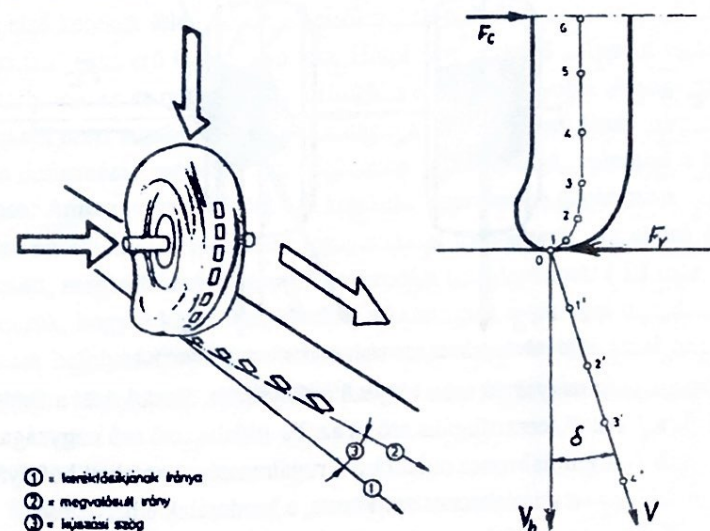
középpontban ha a kerekek különböző szögben vannak a kanyarodás irányában befordítva. A kanyar külső körén forduló elsőkerék befordítási szöge β_2 a belső körön forduló elsőkerék befordítási szöge pedig β_1 . Az ábrán látható, hogy

$$\beta_2 < \beta_1$$

A kerekek síkjai és ezzel a haladási irány vektorai merőlegesek a tengelyekre, így a haladási irány és a csúszásmentes gördülés iránya egybe esik. A kerekek így megcsúszás nélkül gördülhetnek.

A kanyarban gördülő gumikerekek deformációja

Az előbbi fejezetben ismertetett tiszta gördülés csak akkor fordulhat elő, ha a kerekekre oldalirányú erő nem hat. A jármű kanyarodása során azonban mindig hat az F_c centrifugális erő, amely a tengelyeken keresztül, kisodródás irányában terheli a kerekeket. Ezzel szemben működik az útfelület síkjában az F_v oldalvezető erő amely, a kisodródást megakadályozza. Amint a 44. ábrán látható a két erő nem azonos hatásvonalon hat, ezért itt nyomaték keletkezik amely az ábra szerinti módon deformálja a gumiabroncsot.

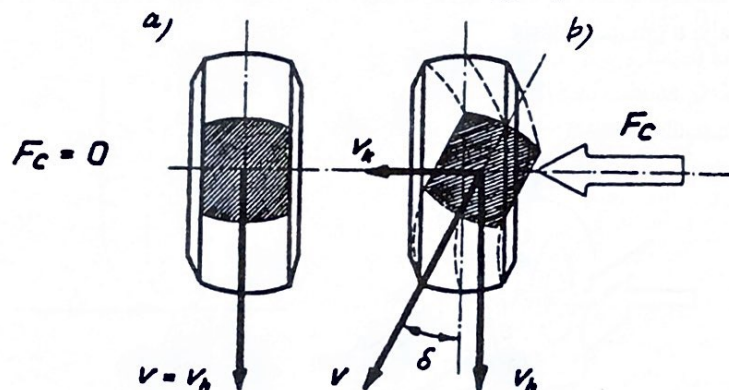


44. ábra. A deformálódó gumiabroncs gördülése.

A szemléltetés kedvéért az ábrázolt gumibroncs talpfelületére, még terheletlen, nyugalmi állapotban jeleket helyeztek el, majd megterhelték a kereket a már ismertett erőpárral és gördítették. A felhelyezett jelek segítségével megállapítható volt, hogy a deformálódott gumikerék nem a síkjának megfelelő V_h irányban, hanem attól a δ szöggel eltérő V irányban haladt. Ezt a jelenséget a kerék oldal kúszásának a δ szöget pedig oldalkúszási, röviden kúszási szögnek nevezzük.

A kúszási szög

A 45/a ábrán látható a nyugalomban lévő F_c és F_v erővel nem terhelt gumikerék felülnézete és vonalkázással ábrázolva, a gumibroncs felfekvési felülete az útfelületen. Ennek a keréknek a haladási iránya $V = V_h$ vagyis megegyezik a kerék síkjának irányával. Azonban ha erre a kerékre az F_c centrifugális erő, valamint az F_v oldalvezető erő hat, a haladási iránya a 45/b ábra szerint megváltozik. V haladási irány δ szöggel eltér a V_h irányától, közben a gumibroncs felfekvése az ábrán látható módon változik, aminek következtében a fordulás középpontja is eltolódik.



45. ábra. A kúszó gumibroncs sebességviszonyai.

A kúszási szög nagyságát több tényező befolyásolja. Ezek közül a fontosabbak:

- a / Az F_c centrifugális erő és az F_v oldalvezető erő nagysága.
- b / A gumibroncs oldalirányú rugalmassága, amelyet befolyásol
 - a gumibroncs szerkezete, a kordszálak elhelyezése.
 - a gumibroncs levegő nyomása.
 - a gumibroncs átmérője és szélessége.
 - a futófelület mintázata és profilmélysége.

- c / A függőleges irányú kerékterhelés
- d / A haladási sebesség.
- e / Az útburkolat jellege és állapota.
- f / A kerékfelfüggesztés rendszere és beállítása.

A δ kúszási szög közelítő számításánál a felsorolt tényezők közül az F_v oldalvezető erőt és a gumibroncs rugalmasságát szokták figyelembe venni. Ezzel az oldalkúszási szög:

$$\delta = \xi F_v$$

ξ a gumibroncs rugalmassági tényezője, - szokásos értékei:

$$\xi = 0,4 \cdot 10^{-4} \div 1,0 \cdot 10^{-4} \text{ rad / N}$$

A gépjármű kanyarodása során az egyes kerekekre nem egyforma erő hat. A keletkező centrifugális erő nagysága,

$$m \cdot R \cdot \omega$$

függ a fordulás szögsebességétől, a fordulási sugártól, valamint a gépjármű tömegétől. Az egyes kerekekre eső tömegterhelés pedig függ a gépjármű súlypontjának helyzetétől. Amennyiben a súlypont, konstrukciós okok vagy a gépjármű terhelése miatt, az első kerekek felé tolódik, az első kerekek terhelése és következésképpen az itt fellépő centrifugális erő is nagyobb lesz. Hátról elhelyezkedő súlypont esetén a hátsó kerekek terhelése és az ott fellépő centrifugális erő lesz nagyobb. A nagyobb terhelésű kerekeknél ezért a gumibroncs deformációja nagyobb lesz. Ezen túlmenően befolyásolja a deformáció mértékét a gumibroncs rugalmassága, valamint a belső levegőnyomása. Amennyiben a különböző kerekeket szerelnek a gépkocsira vagy a kerekeket nem az előírásnak megfelelő légnyomással üzemeltetik, az eltérő δ kúszási szögek miatt, megváltoznak a jármű kanyarodási tulajdonságai. (Itt már előzetesen megjegyezzük, hogy a különböző kerekek alkalmazása a fékezési tulajdonságokat is hátrányosan befolyásolja.) Egyet kell érteni tehát azzal az előírással amely szerint egy tengelyen csak azonos szerkezetű és azonos mintázatú kerekeket szabad alkalmazni.

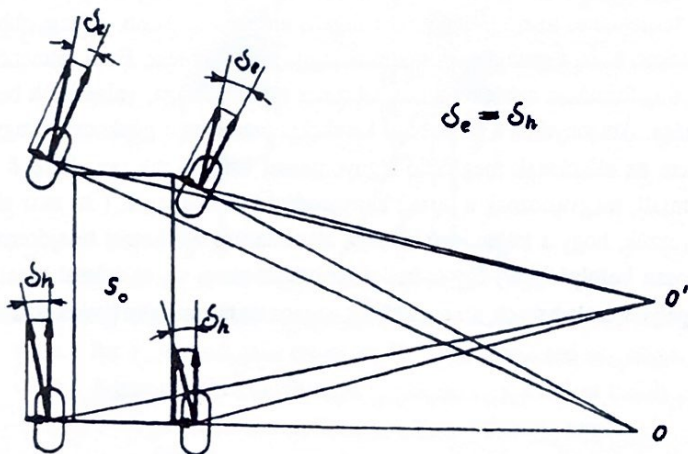
4.3.4. A gépjármű dinamikus kormányzási tulajdonságai

Az első és a hátsó kerekeknek a kúszási szögek egyenlők vagy különbözőek lehetnek, ezért a kanyarodási tulajdonságok is eltérőek. A jelenség vizsgálata a nagysebességű gépkocsik miatt különösen indokolt. A vizsgálat érdekében tételezzük fel, hogy mind a négy kerék azonos műszaki jellemzőkkel rendelkezik és azonos mértékben fűjték fel, az úttest pedig száraz.

Semleges kormányzású gépjármű

Amennyiben a gépkocsi súlypontja a kocsi közepén helyezkedik el, a jármű tömege azonos mértékben terheli mind a négy kereket. A kanyarban ébredő centrifugális erő hatására az azonos terhelés folytán, mind a négy keréknél azonos nagyságú δ kúszási szög keletkezik.

Az első kerekek δ_e kúszási szöge jó közelítéssel megegyezik a hátsó kerekek δ_h kúszási szögével. Ha a megváltozott haladási irány vektoraira merőlegeseket húzunk, azok a O pontban metszik egymást. Az új fordulási középpont előre tolódik és áthelyeződik O pontba. Az R fordulási sugár megközelítően azonos nagyságú marad. Lásd a 46. ábrán.

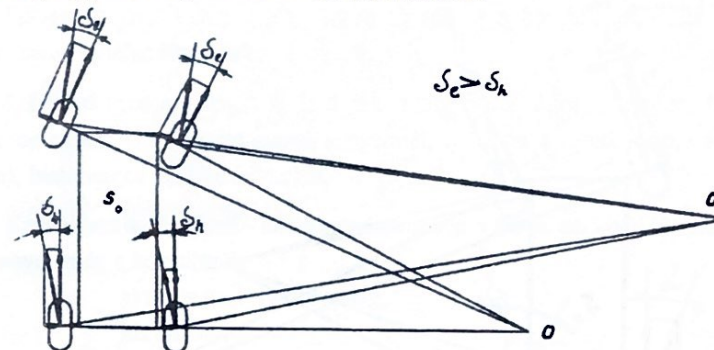


46. ábra. Semleges kormányzású gépkocsi.

A kormányzási tulajdonságok a sebesség növelése vagy csökkentése esetén nem változnak lényeges mértékben.

Alul kormányozott gépjármű

Abban az esetben, ha a gépjármű súlypontja az első tengelyhez közelebb helyezkedik el, vagy az első kereken jobban deformálódó gumibroncsokat alkalmaznak, az elsőkerék δ_e kúszási szöge, a hátsó kerekek δ_h kúszási szögéhez viszonyítva, nagyobb lesz, amint a 47. ábrán is látható.



47. ábra. Az alul kormányozott gépkocsi kanyarodása.

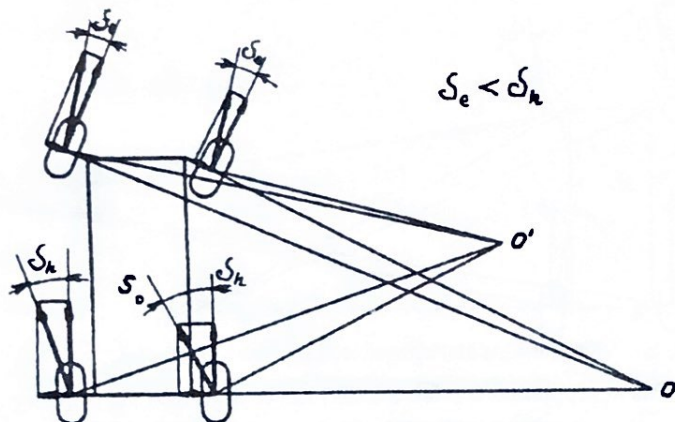
A fordulás középpontja O' előre tolódik, az R fordulási sugár pedig hosszabb lesz. A kocsi tehát nagyobb íven fordul. A sebesség növekedése esetén a fordulás íve még jobban megnő, ezért csak még nagyobb kormány elfordítással lehet az eredeti fordulási íven vezetni a kocsit.

A sebesség növekedésével együtt növekvő kormány-elfordítási igény, pszichológiai szempontból kedvező. Nagyobb sebesség esetén a vezető reflex szerűen jobban befordítja a kormánykereket. Az alulkormányozottság ezért bizonyos mértékű stabilitást eredményez.

Túlkormányozott gépkocsi

Olyan gépjárműveknél ahol a súlypont a hátsó tengelyhez kerül közelebb, például farmotoros gépkocsiknál, vagy a hátsó kerekekre jobban deformálódó gumibroncsot szerelnek, a δ_h a hátsó kerekek kúszási szöge lesz nagyobb a δ_e első kerekek kúszási szögéhez viszonyítva, a 48. ábrán látható módon. A kanyarodás O' középpontja előre tolódik és közelebb kerül a gépkocsihoz, az R fordulási sugár kisebb lesz.

A sebesség növekedése esetén a hátsó kerekek nagyobb deformációja miatt, a fordulási sugár tovább csökken, a kocsi a szükségesnél kisebb íven fordul, sőt bizonyos esetekben fennáll a megperdülés veszélye. A kívánt íven történő haladás érdekében a kanyarral ellentétes irányú kormány fordítással lehet korrigálni. Ez a mozdulat ellentétes az ösztönös cselekvéssel. A kocsi irányítása a kanyarban ezért, bizonyos mértékben labilissá válik.



48. ábra. A túlkormányozott gépkocsi kanyarodása.

5. A gépjárművek szerkezete

5.0. A kocsitest

A gépjármű feladatától és kivitelétől függően, a kocsitest sokféle lehet. Mint a gépjármű egyik főegysége, két alapvető feladatot lát el:

Felveszi a jármű használata közben ébredő igénybevételeket, ezért szükséges, hogy merev és teherbíró szerkezet legyen.

Lehetővé teszi a személyek és a rakomány biztonságos elhelyezését, személygépkocsi esetén biztosítja az utasok kényelmét, valamint a vezető számára a nem fárasztó, biztonságos vezetés feltételeit.

Korunkban a gépjármű - kocsitesttel szemben a fentiekén kívül támasztott követelmények még a következők:

- aktív és passzív biztonság,
- kis önsúly,
- könnyű be- és kiszállás ill. rakodás lehetősége,
- kis légellenállás,
- könnyű szerelhetőség, javíthatóság,
- korrozíóállóság, hosszú élettartam,
- esztétikus megjelenés,
- olcsó előállítási lehetőség.

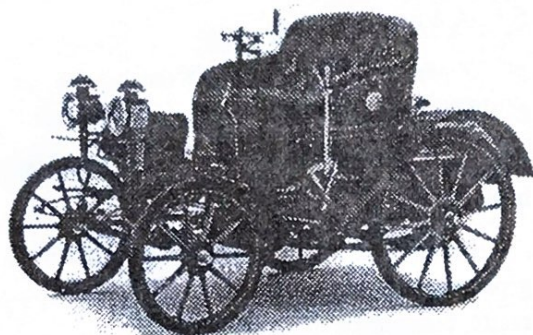
A gépjármű feladata és fejlettségi szintje szerint többféle kocsitestet különböztünk meg.

5.1. Alvázis személygépkocsi

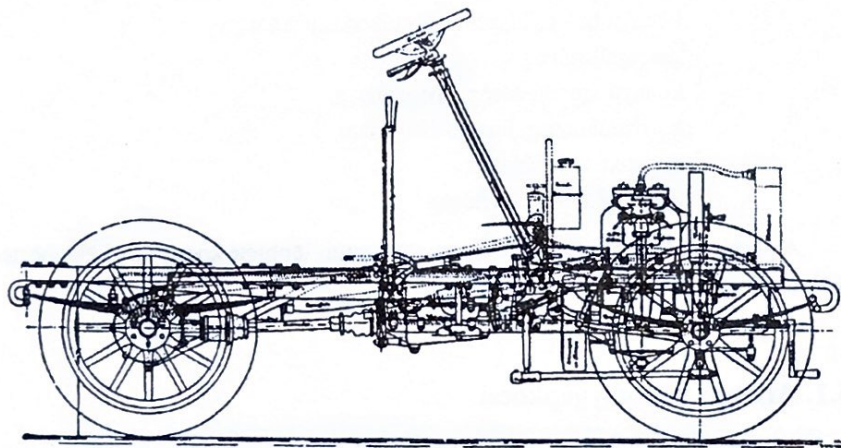
A kezdeti időszakban, az első személygépkocsik annyiban különböztek a lóvonatású fiakkerektől, hogy ló helyett egy beépített motor továbbította és a rúd helyett, kormány szerkezettel irányították az első kerekeket. A 49. ábrán ilyen kocsi mutatunk be. Ezek a kocsik nagyobb sebességű haladásra, természetesen alkalmatlanok voltak.

Személygépkocsi alvázak

A későbbiek során a személygépkocsik részére alvázat építettek úgy, hogy az alvázhoz kapcsolódott a futómű, a kormány és a fékberendezéssel. Az alvázon rögzítették a motort és a hajtóművet úgy, hogy ezáltal ez lett a gépjármű főtartója és ezzel akár el is lehetett indulni. Ezt önjáró alváznak nevezték. Az 50. ábrán egy hazai gyártású, a századforduló utáni időkből készült személygépkocsi, önjáró alvázat mutatjuk be.



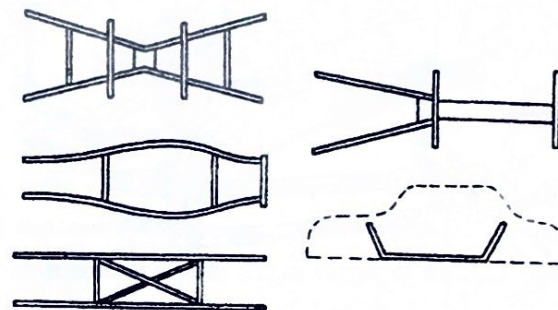
49. ábra. Személygépkocsi az autóépítés kezdeti időszakában.



50. ábra. Cudell Phönix személygépkocsi alváza.

Az utasok és a gépkocsivezető részére megépítették a kocsiszekrényt, más néven karosszériát, amit az alvára szereltek, mint külön egységet. Az összeépített alváz és a karosszéria képezte a kocsitestet. Az 51. ábrán bemutatjuk néhány jellegzetes személygépkocsi alváz rajzát.

Az alváz kocsitest jól terhelhető, merev egységet képezett azonban jelentősen nagy lett a kocsi súlya, ami a gyorsításnál hátrányosan hatott. A beépíthető motor teljesítménye elég korlátozott, nem közömbös tehát, hogy egységnyi motorteljesítménnyel mekkora tehetetlen kocsi - tömeget kell gyorsítani. Erre jellemző az egységnyi motorteljesítményre eső kocsisúly.



51. ábra. Személygépkocsi alvázak, valamint az alváz építésnél alkalmazott szelvények.

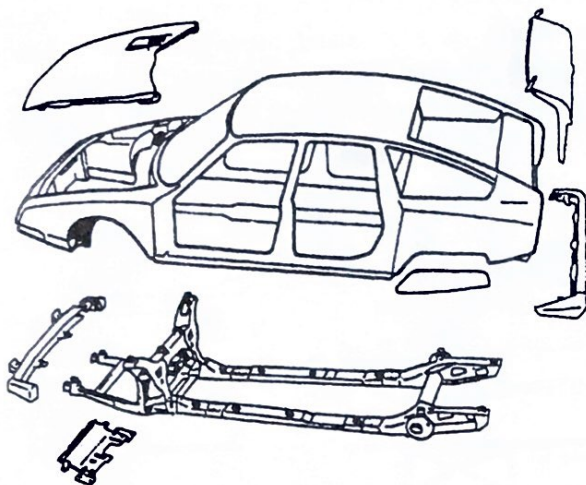
$$\chi = \frac{G}{P_m}$$

ahol

- χ az egységnyi motorteljesítménnyel gyorsítandó kocsi tömeg
- G a gépjármű tömege (súlyereje)
- P_m a jármű motorjának teljesítménye

Részalvázak személygépkocsi

A kedvezőbb gyorsítási tulajdonságok érdekében, a csökkentették a kocsitest tömegét úgy, hogy könnyítették az alvázat, majd az így legyengített alvázzal a terhelés egy részét átvitték, a cél érdekében megerősített kocsiszekrényre. Az így készített ún. részalváz és a hozzá kapcsolt kocsiszekrény már megfelelően bírta a terhelést és ugyanakkor bizonyos súlyerő megtakarítást lehetett elérni. Az 52. ábrán egy részalváz kocsitestet mutatunk be, a kocsiszekrény és a részalváz összekapcsolása előtti állapotban.



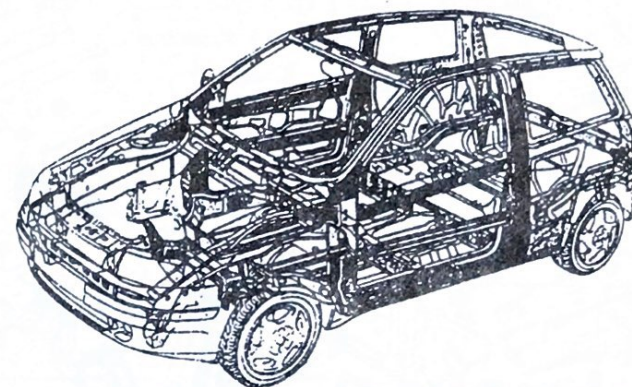
52. ábra.

A nyitott gépkocsik, valamint az olyan gépkocsik építésénél, amelyeknél a kocsiszkevény nagyobb részét műanyagból készítik, legtöbb esetben a kocsitest alsó részét erősítik meg a teherbírás érdekében. Az így épített kocsit padlóvázas gépkocsi-nak nevezték el. A részalvázaz gépkocsi gyorsítási tulajdonságai, az alvázaz kocsihoz viszonyítva kedvezőbbek lettek és ezzel az üzemanyagfogyasztás is, bizonyos mértékben csökkent, mivel a kisebb tömegű gépkocsit kevesebb energiával lehetett gyorsítani majd mozgásban tartani.

5.2. Önhordó karosszériás személygépkocsi

Önhordó kocsitest (héjszerkezet) személygépkocsihoz

A személygépkocsi önsúly tovább csökkentése érdekében, a repülőgép törzsének mintájára, elkészítették a héjszerkezetű, önhordó kocsitestet. Jellemzője, hogy ennek elemeit vékony, általában 0,5 - 0,6 mm. vastagságú acél lemezből, sajtolással kivágják és alakra sajtolják majd az így elkészített elemekből összehegesztéssel szekrényes tartókat képeznek ki. A szekrényes tartók összehegesztésével elkészítik a kocsiszkevény merevítő vázát amint az 53. ábrán látható; és erre erősítik fel a burkoló lemezeket. Vastagabb lemezt a csomópontokban és olyan helyeken alkalmaznak ahol a kocsiszkevényhez a motor, a hajtómű, a kormánymű vagy a futómű csatlakozik.



53. ábra. Az önhordó kocsiszkevény merevítő vázszerkezete. (FIAT)

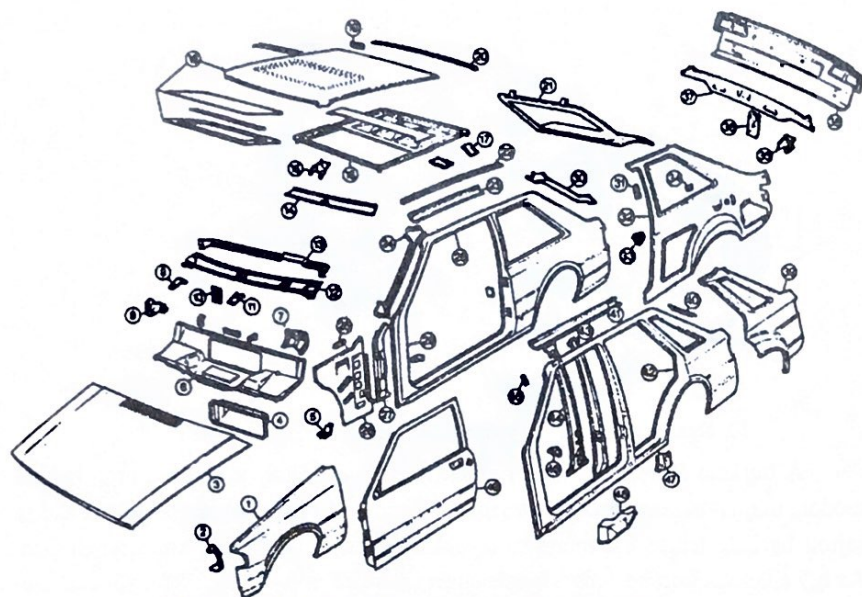
A burkoló lemezeket szintén alakra vágják és sajtolják az 54. ábrán látható módon, majd a vázszerkezetre hegesztéssel rögzítik. Az összehegesztés után az alakra sajtolt burkoló lemezek a merevítő tagokkal együtt, résztvesznek a teherviselésben. Az így elkészült kocsitest már megfelelően teherbíró és a - mellett könnyű szerkezetet képez.

A könnyű szerkezet folytán az önhordó kocsitesttel épített gépkocsi gyorsítási tulajdonságai, valamint üzemanyagfogyasztása igen kedvező. Hátránya viszont az ha ütközés miatt megsérül a kocsitest, a teherbírása csökken, mivel minden szerkezeti eleme részt vesz a teherviselésben.

A javítás megkönnyítése érdekében gyakran azt az eljárást alkalmazzák, hogy egyes könnyen sérülő szerkezeti elemeket, mint például a sárvédőket nem hegesztéssel, hanem oldható módon, csavarkötéssel rögzítik a kocsitesthez. Így elemcserével a sérülés kijavítása egyszerűbbé válik.

Az önhordó kocsitest építési szempontjai

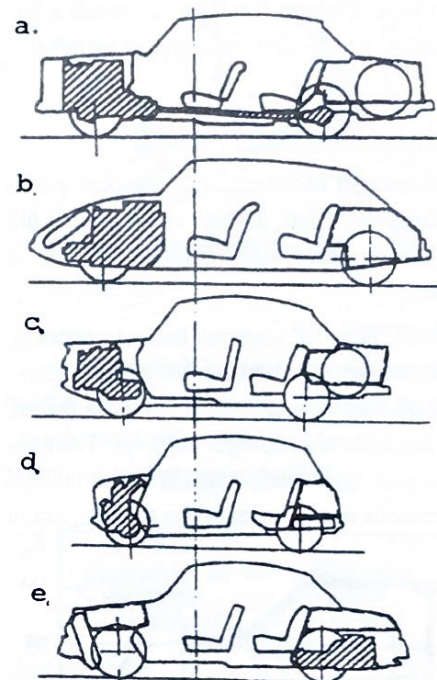
A személygépkocsi építése során, a már elmondottakon kívül még további követelményeket kell kielégíteni. Meg kell határozni a közlekedés, valamint a parkolás tekintetében optimális jármű méreteket, az utasok kényelmes elhelyezésére szolgáló utastér és a csomagtér optimális méreteit. Továbbá figyelmet kell fordítani a kis légellenállás, az esztétikus kiképzés, valamint a közlekedésbiztonság követelményeire.



54. ábra. Az önhordó kocsitest, sajtolással előre gyártott elemei.

- | | |
|---------------------------------------|---|
| 1. Első sárvédő | 26. Levegőcsatorna oldalfal |
| 2. Első sárvédő záró lemez | 27. Ajtó - csuklópánt erősítés a B oszlopon |
| 3. Motorháztető | 28. Oldalfal külső lemeze |
| 4. Szellőző levegő bevezető | 29. Ajtó kitámasztó erősítése |
| 5. Tartó a pedálokhoz | 30. Csomagtér vízelvezető lemeze |
| 6. Levegőcsatorna alsórész | 31. Biztonsági rögzítés erősítése |
| 7. A kormányoszlop tartóbakja | 32. Oldalfal belső lemez |
| 8. Ablaktörőmotor tartólemez erősítés | 33. Benzintartály csőcsomók háza |
| 9. Levegőcsatorna erősítés | 34. Biztonságiöv rögzítés erősítése |
| 10. Levegőcsatorna belső lemez | 35. Lökéstartó rögzítő lemeze |
| 11. Műszerfal rögzítés alul | 36. Zár - hátsófal lemez tartója |
| 12. Levegő csatorna belső lemez | 37. Hátfal lemez erősítése |
| 13. Műszerfal rögzítés | 38. Hátfal lemez |
| 14. Felső rész | 39. C - oszlop belső lemez |
| 15. Tolótető forgattyú mech. felfogó | 40. D - oszlop kiegészítő erősítés |
| 16. Napfénytető keret | 41. Tetőkeret erősítés |
| 17. Napfénytető tartólemez | 42. Oldalfal külső lemez |
| 18. Napfénytető | 43. B - oszlop erősítés |
| 19. Csuklópánt erősítő lemez | 44. B - oszlop belső lemez |
| 20. Hátsóablak keret, felső | 45. Biztonságiöv rögzítés |
| 21. Hátsó fal | 46. Ajtó kitámasztó erősítése |
| 22. Esőcsatorna | 47. Kerékház meghosszabbítás |
| 23. Tetőkeret erősítés | 48. Hátsó üléspárna támasz |
| 24. Ajtó - oszlop belső lemez | 49. Oldalajtó |
| 25. Motorháztető csuklópánt | |

A motor elhelyezése befolyásolja a gépkocsi méreteit, súlypontját, menettulajdonságait és teljes elrendezését. Az 55. ábra a motorelhelyezés különböző változatait mutatja be.



55. ábra. A gépkocsi kialakítása a motor elhelyezésétől függően.

Az 55./a ábrán orrmotoros, hátsókerék hajtású gépkocsi látható. A motor elhelyezése miatt a kocsi orrát hosszabbra kell méretezni. Az utastér kényelmesen kialakítható. A csomagtartó viszonylag nagy méretű, lapos fenékű lehet. A súlypont előre tolódik így a kocsi, kanyarban alulkormányozott lehet. Ezt az elrendezést, általában nagyobb gépkocsik építésénél alkalmazzák.

Az 55./b ábra elsőkerék meghajtású, orrmotoros kocsi mutat. A motor az elsőtengely mögött helyezkedik el. Ez hosszabb orr kiképzést igényel. Az utastér kényelmes, a csomagtartó nagyméretű lehet. Az előre tolódó súlypont miatt, kanyarban a kocsi alulkormányozott.

Az 55./c ábra szerinti orrmotoros, elsőkerék hajtású kocsinál a motort az elsőtengely előtt építették be. Ez az elrendezés megnöveli a kocsi orrát. Az utastér és a csomagtartó kényelmesen nagyméretű lehet. Az orrnehéz kocsi kormányzási tulajdonságait veszí fel.

Az 55./d ábra a kocsi orrában keresztben elhelyezett motorral egy elsőkerék hajtású kocsi mutat be. Ezzel az elrendezéssel rövid kocsiépítés valósítható meg, ami a kis helyszükséglet folytán előnyös mind a közlekedésben mind a parkolásnál. A kis méretek ellenére az utastér kényelmesen kiképezhető. Hátsó ajtó alkalmazása esetén, a csomagtartó is jól használható lehet. A súlypont előretolódása miatt, alulkormányozott tulajdonságokkal bír. A mai kocsik többségét ilyen elrendezéssel építik.

Az 55./e ábrán fűrmotoros, hátsókerék hajtású kocsit láthatunk. Az utastér en-
nél is jól kiképezhető. A csomagter a kocsi orrában helyezkedik el. A berakott cso-
magok súlya jelentősen befolyásolja a súlypont helyzetét. A hátra tolódó súlypont
miatt a kocsi kanyarban, túlkormányozottá válik. Estleges frontális ütközésnél a há-
tul elhelyezett motor mozgási energiája növelheti a kocsi deformációjának mértékét.

Utazási biztonságra törekvés a kocsitest építése során

A személygépkocsik általában nagysebességgel közlekednek és utasokat szállí-
tanak, másrészt az önhordó kocsitest sérülékenysége miatt, ütközés esetén, a bent ülő
személyek sérülést szenvedhetnek. Az utasok biztonsága érdekében ezért, a
kocsitestet a megfelelő helyeken megerősítik.

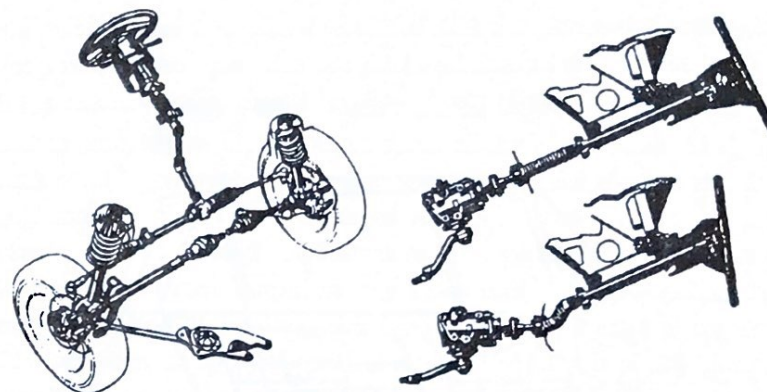
A biztonságos kocsitestet úgy készítik el, hogy az utasteret határoló tartókat,
ajtókereteket, tetőtartókat, megfelelő profil szelvényekkel kimerevítik olyan mérték-
ben, hogy mind frontális mind oldalirányú ütközés vagy a kocsi felborulása esetén,
az utastér kevésbé deformálódik és így a bentülők testi épségét megóvjá. Frontális
ütközés esetén a kocsi orr része, a lökhárítóval együtt deformálódik és az ütközés
mozgási energiájának jelentős részét, deformációs munka formájában felveszi, amint
az 56. ábrán látható.



56. ábra. Biztonsági kocsitest deformációja, frontális ill. ráfutásos ütközés esetén.

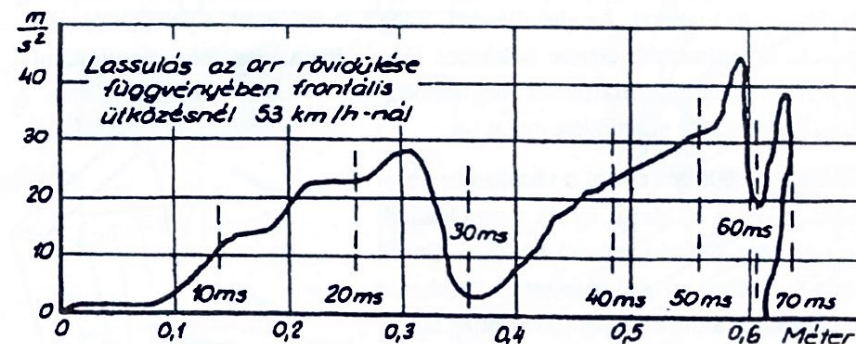
Gyakori eset, hogy frontális ütközésnél a motor és a kormányoszlop benyomó-
dik az utastérbe és az elől ülők lábait ill. a vezető mellkasát megsérti. A veszély el-
hárítása érdekében ezért a motort úgy függesztik fel, hogy az orrész deformációja
esetén a motor az első ülések alá billen. A kormányoszlop által okozott sérülést pedig
biztonsági kormányoszlop beépítésével igyekeznek megelőzni. Az 57. ábrán két biz-
tonsági kormányoszlopot mutatunk be.

A kocsitest farrésze az orrhoz hasonlóan készül. Ráfutásos ütközés esetén ez is
deformálódik és ezen keresztül csökkenti az ütközés mozgási energiáját. A megfele-
lően kialakított ülések és a fejtámlák pedig csökkentik az utasok sérülésének valószí-
nűségét.



57. ábra. Biztonsági kormányoszlopok.

Az autógyárak kísérleti laboratóriumaiban sok kísérleti mérés eredményeképpen
jön létre egy - egy biztonsági kocsitest. A mérések legyártott kocsitestek, meghatáro-
zott sebességű ütköztetésével történnek. Az eredményeket megfelelő műszerezések
mellett, diagramokban rögzítik. Egy ilyen diagram az 58. ábrán látható.

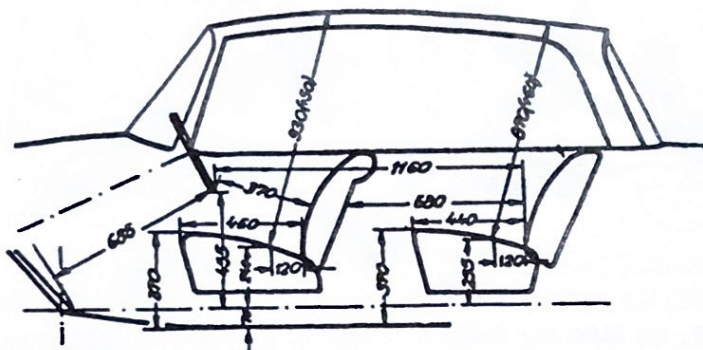


58. ábra. A biztonsági kocsitest orr - részén, frontális ütközésnél létrejövő
lassulás diagramja, az orr rövidülése függvényében.

A karosszéria törésével járó kísérletek igen költségesek, ezért kevés autógyár
képes elvégezni. Az utazás biztonsága azonban olyan fontos követelmény, hogy ma
már a jelentősebb autógyárak ezeket a kísérleteket a kocsik fejlesztése során nem
mellőzhetik.

Az utastér kialakítása

A kényelmes és biztonságos utazás, különösen hosszú utak esetén, fontos követelmény. Az utastér hossz és keresztirányú kiképzése ezért nagy odafigyelést igényel. Az 59. ábrán egy közepkategóriás személygépkocsi átlagos utastér méreteit szemlélítjük.

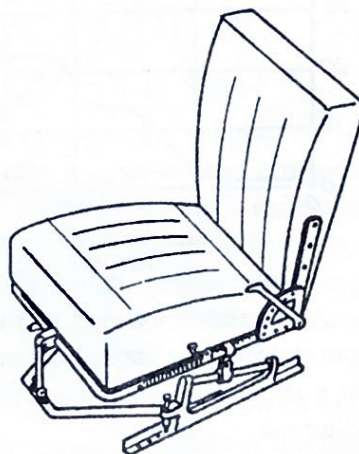


59. ábra. Egy közepkategóriás személygépkocsi utasterének átlagos méretei.

A hátsó ülések, az alacsony fotelekhez hasonlóan, mélyek és félig fekvő helyzetben tartják az utasokat. Az első üléseket, főleg a vezető ülést, a pedálok és a kormánykerék kényelmesebb elérése érdekében előre - hátra lehet tolni, az üléstámlát pedig a kényelmesebb testtartásnak megfelelően, különböző szögbe lehet állítani. A 60. ábra egy állítható vezetőülést mutat be.

Ráfutásos ütközés esetén a váratlan és hirtelen lökés hatására az utasok nyaka megrándulhat, aminek komoly következményei lehetnek. Ennek kivédése érdekében az első üléseket de újabban a hátsó üléseket is állítható fejtámlával látják el.

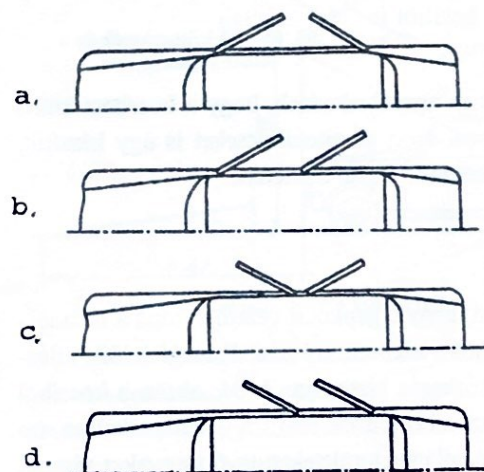
Frontális ütközéskor az utas ill. vezető, a haladásból származó lendületénél fogva előre lendül és a műszerfalhoz ill. az előtte lévő üléstámlához csapódva megsérülhet. A sérülés veszélye a megfelelően alkalmazott biztonsági övekkel, valamint az ütközéskor automatikusan felfúvódó légzsákokkal, jelentősen csökkenthető.



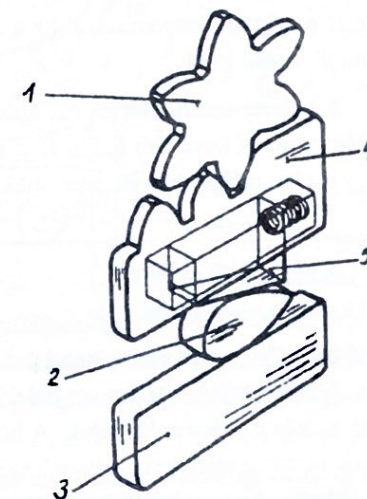
60. ábra. állítható vezetőülés.

Az utazás kényelméhez tartozik, hogy az utasok a kocsiba kényelmesen be ill. ki tudjanak szállni. A cél érdekében különböző ajtó elrendezéseket alkalmaznak, amint a 61. ábrán látható.

Követelmény, hogy a kocsi mindkét oldalán legyen be és kiszállási lehetőség. Általában kettő, három, négy és ötajtós elrendezéseket alkalmaznak. Az ábrán bemutatottak közül leggyakrabban a b./ ábra szerinti megoldást alkalmazzák, de minden megoldásnak vannak előnyei és hátrányai. A hátra csukódó ajtókat a menetszél zárni igyekszik, viszont fékezésnél kinyílhatnak és az utasok kieshetnek. Az előre csukódó ajtók, rossz zárás esetén, kanyarban vagy a menetszél hatására kinyílhatnak, viszont fékezésnél záródnak. A kettő vagy háromajtós kocsiknál a hátsó ülésre történő beszállás érdekében, az ajtónyitáson kívül még az első ülést is el kell billenteni, ami bonyolultabbá teszi a be és kiszállást. Az alkalmazásra kerülő megoldást a kocsi rendeltetése szerinti követelményeknek megfelelően, a gazdaságosság szemellett választják ki.



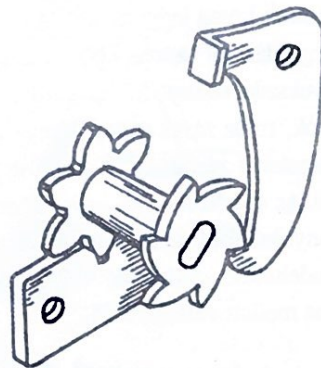
61. ábra. Ajtó elrendezések személygépkocsikon.



62. ábra. Fogaskerékes ajtózárszerkezet

Az ajtókat megfelelő zárszerkezettel látják el. A 62. ábrán fogaskerékes zárszerkezetet látunk. Megbízhatósága folytán ez terjedt el legjobban.

Az 1 jelű fogaskerék és 2 csúszóék az ajtón, a 3 vezetőléc és 4 fogasléc az 5 műanyag ékkel pedig az ajtóoszlopon helyezkedik el. Az ajtó becsukásakor a fogaskerék rágördül a fogaslécra, a csúszóék pedig becsúszik a vezetőléc és a fogasléc alsó éle közé. Az ajtó zárt helyzetében a fogaskereket egy rugóval terhelt retesz és kilincskerék rögzíti elfordulás ellen, az 5 rugóterhelésű műanyagék pedig kiegyenlíti a csúszóék és a vezetőlécek közti hézagot. Az ajtó így zárt helyzetben rezgés mentes marad, ugyanakkor a csúszóék megtámasztása folytán, tehermentesülnek az ajtó csuklópántjai. Nyitáskor az ajtón kívül és belül is elhelyezett kilincssel a rugóterhelésű reteszt kihúzzuk a kilincskerékből, a szabadon forgó kerék pedig nyitni engedi az ajtót. A 63. ábra a reteszt és a kilincskereket mutatja. A kulccsal történő bezárás céljára még egy retesz szolgál amely szintén a fogaskereket rögzíti. Ezt a reteszt egy gomb lenyomásával az ajtón belülről is zární ill. nyitni lehet.



63. ábra. A kilincskerék és a retesz kapcsolódása.

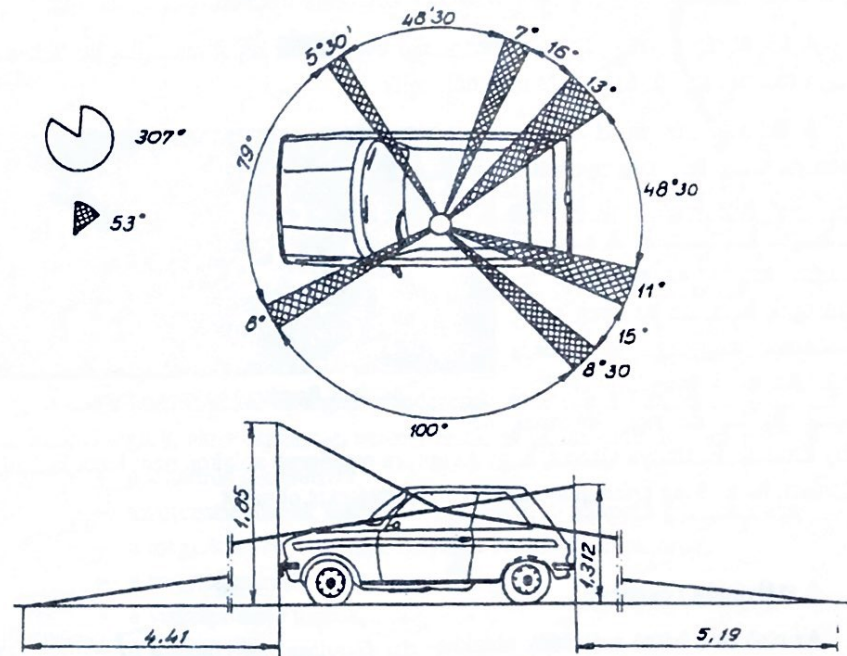
A balesetveszély mérséklése érdekében arra törekednek, hogy a kocsitest külső felületén minél kevesebb kiálló rész legyen, ezért az ajtókilincseket is úgy készítik, hogy azok minél jobban besimuljanak a kocsitest külső felületébe.

A gépjármű ablakai

A közlekedés biztonsága megköveteli, hogy a gépkocsi vezetője mind a haladás-irányban előre, mind hátra, mind pedig kör - körösen, a kocsiból megfelelően kilásson. A megfelelő kilátást a megfelelő ablakozás biztosítja. A 64. ábrán a kocsiból való kilátás jellemzőit láthatjuk. A körben a keresztben sraffozott területeket az ablakok oszlopai eltakarják a vezető elől. A világos területeken lévő tárgyakat viszont jól láthatja. Az az előnyös, ha a világos területek összege minél nagyobb.

A vízszintes kilátás mellett fontos a függőleges kilátás is. A kocsi orra előtti út bizonyos szakaszát, a kocsi orra miatt nem látja a vezető. Ugyanez észlelhető a kocsi hátulja mögött is. A forgalomirányító táblák, valamint lámpák észrevétele miatt, szükség van egy bizonyos mértékű függőleges irányú kilátásra, ugyanakkor úgy kell elhelyezni a vezető ülést, hogy a kocsi előtti be nem látható útszakasz se legyen nagyobb egy ésszerű távolságnál. A kocsi mögötti útszakaszt a visszapillantó tükrökből

láthatja a vezető. A rendelkezések szerint ezért 2 db visszapillantó tükröt kell a gépkocsira szerelni. Egyiket a vezető mellett, az utastéren kívül, a másikat pedig az utastéren belül is lehet alkalmazni úgy, hogy annak segítségével, a hátsó szélvédőn keresztül a vezető a mögöttes forgalmat tudja figyelni.



64. ábra. A személygépkocsiból való kilátás jellemzői vízszintes, valamint függőleges síkban (VW)

A kocsi ajtóinak felső részén elhelyezett ablakok nyithatók. Egyszerűbb esetben ezek vízszintes irányban eltolhatóak, vagy az ajtó alsó részébe épített emelő szerkezettel leereszthetőek vagy felemelhetőek lehetnek.

Az ablakokat, különösen az első és a hátsó szélvédőket biztonsági üvegből készítik. Ez azért szükséges, hogy ütközés esetén, ha az üveg kitörik, a keletkezett szilánkok ne okozzanak mély sérüléseket. Általában kétféle biztonsági üveget alkalmaznak. Az egyik a ragasztott, többrétegű biztonsági üveg, amely a 65. ábrán látható.



65. ábra. Több rétegű ragasztott biztonsági üveg.

Jellemzője, hogy az üveg kettő vagy több rétegből áll. A rétegeket átlátszó fólia segítségével ragasztják egymáshoz. Az ablak törése esetén, a hajlékony fólia összetartja az üvegdarabokat. A repedések pókháló szerűen helyezkednek el, a kilátást ugyan zavarják, de nem teszik lehetetlenné. Hátránya, hogy ha valaki a balesetnél kirepül a szélvédőn keresztül, az üvegszilánkok komolyan megsérthetik.

A 66. ábrán egyrétegű, edzett biztonsági üveg törési képét mutatjuk be. Ezt az üveget méretre szabás és hajlítás után hőkezelik.

A felmelegítés majd lehűtés során az üveg felületén nyomófezsültségek míg belsejében húzófezsültségek keletkeznek. A szélvédő sérülése esetén, az ellentétes fezsültségek hatására az üveg apró, borsószem nagyságú darabokra törik. Az apró üvegdarabok karcosnak ugyan de nem okoznak mély sérülést. Hátránya viszont, hogy az apróra repedezett ablakon nem lehet kilátni, másrészt, ha az üveg széthullik, szem és arc sérüléseket okozhat.



66. ábra. Egyrétegű biztonsági üveg.

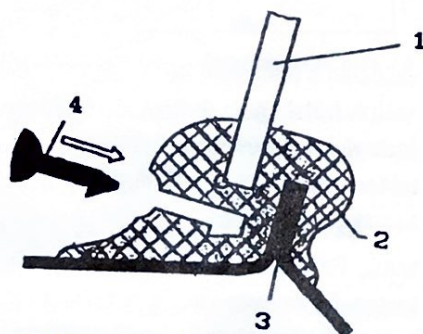
A szélvédők rögzítése

Az első és a hátsó szélvédők ablakke-reitben történő rögzítése különböző módon lehetséges.

Eltrjedten alkalmazzák a szélvédő üveg gumikerettel történő rögzítését a 67. ábrán látható módon. A 4. sz. ék beütése után a szélvédő üveg huzatmentesen és vízmentesen zár.

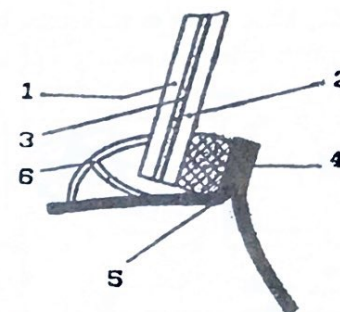
A mai gépkocsiknál újabban ragasztással rögzítik mind az első mind a hátsó szélvédő üveget.

Ezt az eljárást a 68. ábrán mutatjuk be.



67. ábra. A szélvédő rögzítése gumikerettel.
1. Szilánk mentes edzett szélvédő üveg;
2. Gumikeret; 3. Az ablakkeret lemezéle;
4. Rögzítő díszléc (ék)

A szélvédő ragasztással történő rögzítése különleges ragasztóanyagot és felszerszámozást igényel. Kisipari módszerekkel a ragasztott szélvédő cseréje csak megfelelő felkészültséggel lehetséges.



68. ábra. A szélvédő üveg ragasztással történő rögzítése.
1. Külső üvegtábla; 2. Belső üvegtábla; 3. Fólia betét;
4. Műanyag alátét; 5. Az ablakkeret lemezéle; 6. Díszléc.

5.2.1. A gépjármű aktív és passzív biztonsági berendezései

Aktív biztonsági berendezések

Azok a konstrukciók és segédberendezések, amelyek a baleset megelőzését és elhárítását segítik, aktív biztonsági berendezéseknek tekinthetők. Ilyenek például

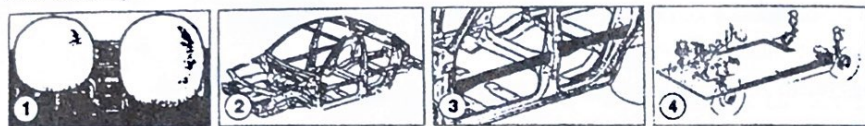
- a kétkörös fékrendszer,
- az útviszonyoknak megfelelő mintázatú, jó állapotú gumibroncs,
- a megfelelő fényerősségű, helyesen beállított reflektorok,
- a nagyteljesítményű motor
- a visszapillantó tükrök,
- a fűthető hátsó szélvédő, stb.

A passzív biztonsági berendezések

Ütközés esetén a baleset káros következményeit mérsékelik. Ide tartoznak például

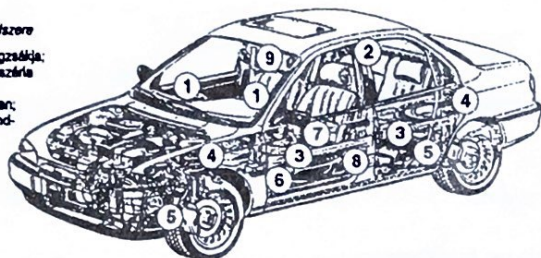
- a biztonsági övek,
- a fejpárnák,
- a légzsákok,
- a biztonsági kocsitest,
- a biztonsági kormányoszlop,
- a biztonsági szélvédő üvegek,
- a kocsik nem kiálló külső díszei,
- a besüllyesztett ajtó kilincsek, stb.

A kiálló külső díszek és szerkezetek besüllyesztése vagy elhagyása, a mély sérülések elkerülése érdekében szükséges olyan esetben, ha a gépjármű személlyel vagy más élőlénnel ütközik.



Ford Mondeo aktív és passzív biztonsági rendszere

- 1 a vezető és utasának légzsákja;
- 2 az energiatároló karosszéria vázszervelete;
- 3 acélmerényletek az ajtóknál;
- 4 a futómű szabályozó rendszere;



- 5 blokkolástagató és kipörgésgátló;
- 6 állítható biztonsági első ölések;
- 7 biztonságiöv-állító;
- 8 biztonságiöv-feszítő;
- 9 villamos érzékelőkkel kombinált első és hátsó biztonságiöv-rendszer

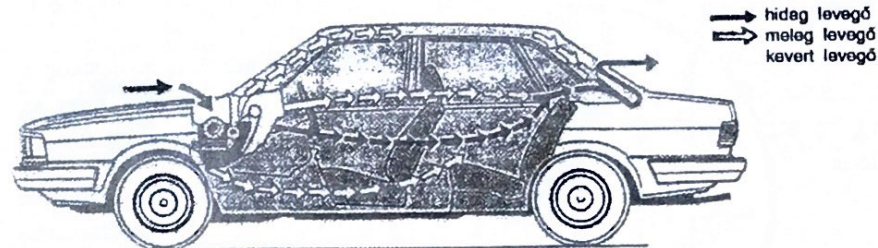
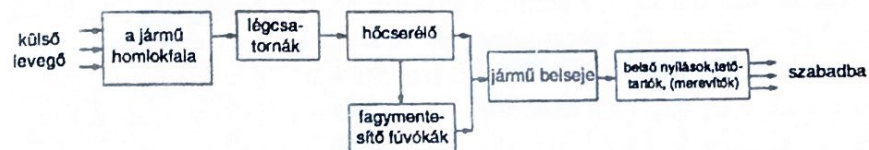


69. ábra. Aktív és passzív biztonsági berendezések egy személygépkocsin.

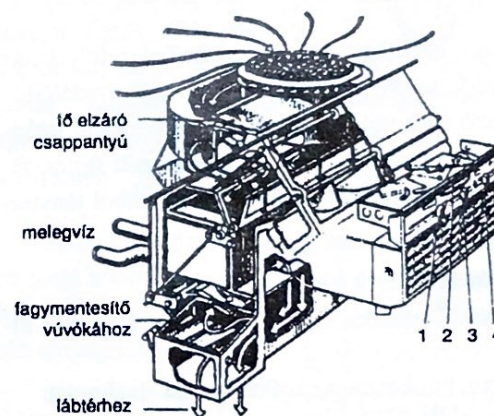
5.2.2. Az utastér szellőztetése és fűtése

A gépjármű vezetőjének, valamint utasainak közérzete, jelentősen befolyásolja az utazás biztonságát. Az időjárási viszonyoknak megfelelően ezért az utasteret nyáron szellőztetni télen pedig fűteni kell. Az általánosan megszokott utazási sebességek mellett, nyáron a menetszél segítségével megfelelő szellőztetést lehet biztosítani. A kocsi elején ezért levegő nyílásokat és csatornákat készítenek a levegő bevezetése céljából és terelő lemezek segítségével az utastér felé terelik a levegőt, a 70. ábra szerint.

Az elhasznált levegőt pedig az utastér végén, rendszerint a hátsó szélvédő mellett kivezetik. A levegő terelésnél ügyelni kell arra, hogy az utastérben huzat ne keletkezzen.

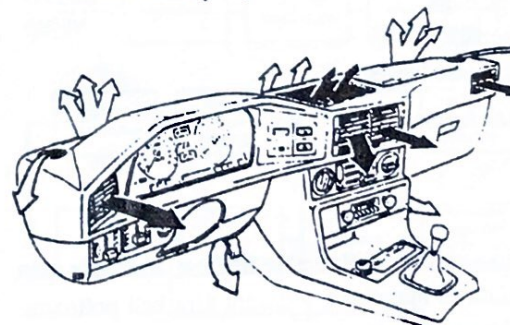


70. ábra. A levegő terelése az utastérben.



Hideg időjárás esetén a motor hulladék hőjét hasznosítják a kocsi fűtésére. Vízű hűtőmotorok esetén ezért egy külön, nyitható és elzárható hőcserélőt építenek a hűtő vízkörébe és ezzel a bevezetett levegőt felmelegítik, a 71. ábrán látható módon.

Légűtőmotorok esetén pedig a kipufogócsőre épített hőcserélő melegíti fel az utastérbe vezetett levegőt. Ez esetben a gázmérgezés elkerülése érdekében, gondosan ügyelnek arra, hogy kipufogógáz ne kerülhessen a melegített levegővel az utastérbe.



71. ábra. A személygépkocsi fűtőberendezése és műszerfala, a fűtés szabályozó karokkal.

Amint már említettük, a menetszél általában elegendő a szellőztető vagy a fűtő levegő keringtetésére. Kis sebességeknél, kb. 50 km/h alatt azonban a beépített motoros ventilátorral gondoskodnak a levegő áramoltatásáról. A műszerfalán lévő szabályozó karok segítségével a szellőztetés, fűtés mértékét szabályozni lehet. A levegő áramlás irányát pedig a beépített terelők elfordításával tudják a kívánalmaknak megfelelően változtatni.

Egyes, luxus igényeket kielégítő, költségesen előállított személygépkocsikon a szellőztetés - fűtés helyett légkondicionálást alkalmaznak. Tekintettel arra, hogy ez az igény nagyjából az autóbuszoknál jelentkezik, ismertetésére majd ott fogunk kitérni.

5.2.3. A gépjárművek korrózióvédelme

A kocsitestek építésére szilárdsága, alakíthatósága, hegeszthetősége folytán az acéllemez kiválóan alkalmas. Hátránya azonban, hogy nagyon gyorsan korrodálódik. Az elkészült kocsitesteket ezért korrózió ellen védeni kell. A korrózióvédelem legkézenfekvőbb módja a kocsitest összeállítása és hegesztése után alkalmazott festés, fényezés. Ez egyúttal kielégíti a gépjárművel szemben esztétikai szempontból támasztott igényeket is.

A festés fényezéssel szemben a követelmények a következők:

- Az időjárás viszontagságaival szemben védje meg az acél lemezt és alkatrészeket.
- Kémiaiilag semleges legyen, ne okozzon az acélon kémiai elváltozást.
- Víz, olaj és üzemanyag ne oldja.
- Jól tapadjon a fém szerkezetekre.
- Esztétikus és könnyen ápolható legyen.

Leggyakrabban alkalmazott festék fajták:

Nitrolakkok

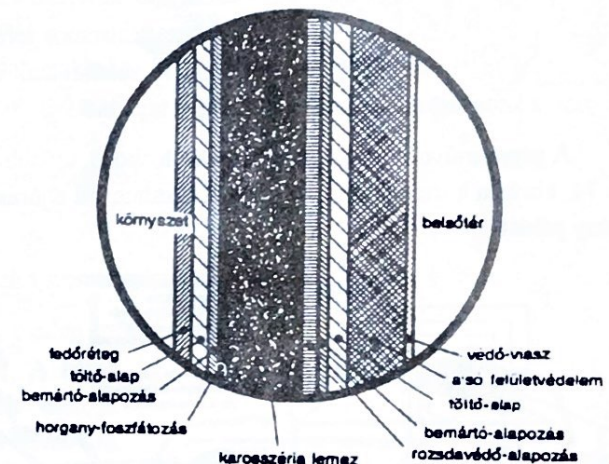
Festékszórással felvihetők. Az oldószer elpárolgásával száradnak. Száradás után ezeket polírozni kell. Mivel az idő múltával mattulnak, időnként újra kell polírozni. Előnyük, hogy gyorsan száradnak. Hátrányuk, hogy gyakran kell után polírozni, valamint alkoholra és üzemanyagra érzékenyek.

Műgyanta lakkok

Festékszórással szintén felvihető, levegőn vagy kemencében szárítható lakkok. Száradás után azonnal fényesek, így ezeket polírozni nem kell. Javításoknál szívesen alkalmazzák. Levegőn történő szárítás esetén több órás száradás után keményedik meg.

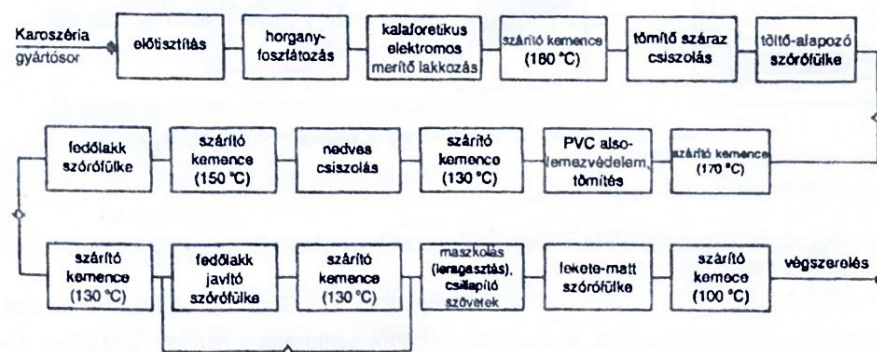
Előnye, hogy nem kell polírozni. Olajra, üzemanyagra kevésbé érzékenyek. Mind alapo-
zó mind fedő lakknak alkalmazhatók.

A fényezésnél felhordott festék több rétegből áll, amint a 72. ábrán látható. Ezek együttes vastagsága $0,1 \div 0,15$ mm.



72. ábra. A kocsitest - lemez metszete a felhordott festékrétegekkel.

A lemezre közvetlenül egy korrózióvédő réteget visznek fel. Ezt követi az alapozó majd a töltő és a fedő réteg. Az egyes rétegek felvitele különböző módon történhet. A fényezési folyamatban, általában alkalmazott műveletek sorrendjét a 73. ábrán mutatjuk be.

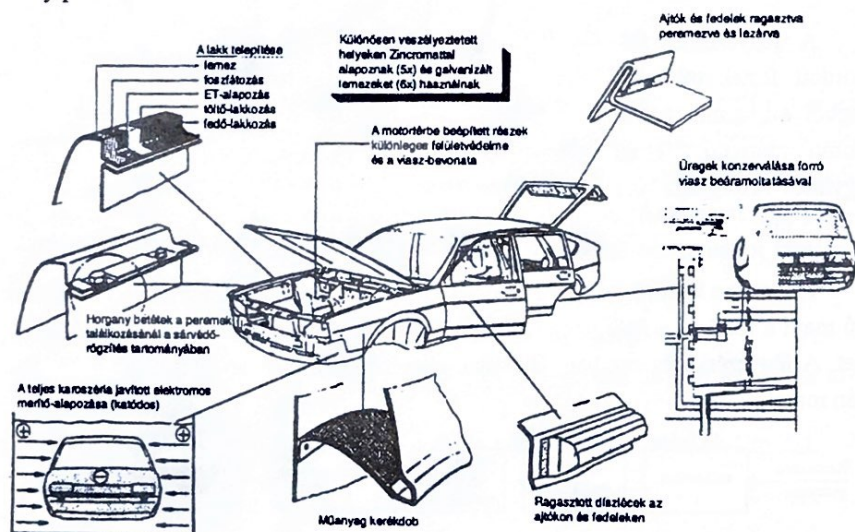


73. ábra. Az elkészült kocsiszekrény fényezésének folyamata.

A folyamatban alkalmazott merítő eljárással a kocsiszekrény belső sarkaiba is bejuttatják a korrózióvédő anyagot, ami a belső korrózió megakadályozása tekintetében különösen előnyös.

A kataforetikus eljárás lényege, hogy a kocsitestet egy medencébe merítik, amelyben $80 \div 90 \%$ víz és $10 \div 15 \%$ lakk keveréke van. A kocsitestre és a medencére $50 \div 90 \text{ V}$ feszültséget kapcsolva elektromos teret hoznak létre, amelynek hatására a festék részecskék a kocsitest felé vándorolnak és egyenletes rétegvastagságban a kocsitest külső és belső felületére tapadnak.

A gépjárművek korrózióvédelmére különböző, további eljárások alkalmazhatók. A 74. ábrán a korszerű gépjárműveknél alkalmazott eljárások közül mutatunk be néhány példát.



74. ábra. Személygépkocsiknál alkalmazott korrózióvédő eljárások.

5.2.4. Különböző felépítményű személygépkocsik

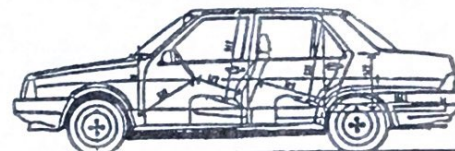
Rendeltetésüktől függően, a személygépkocsik is különböző változatok szerint készülnek. A következőkben, tájékoztatás céljából bemutatunk néhány, általában alkalmazott változatot.

Limouzin

A leggyakrabban alkalmazott, zárt személygépkocsi. Képe a 75. ábrán látható.

Merev tetővel készül.

- 4 vagy több üléssel,
- 2 vagy több ajtóval,
- 4 vagy több oldalablakkal és középső, merev ajtóoszlopokkal esetleg tetőablakkal,
- nagytérfogatú csomagtartóval.



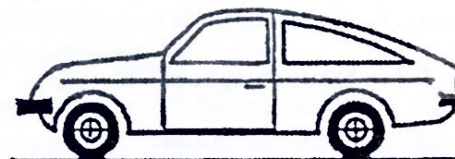
75. ábra. Limouzin személygépkocsi.

Coupé

Sportos megjelenésű, zárt személygépkocsi a 76. ábra szerint.

Merev tetővel készítik, esetleg tetőablakkal.

- 2 vagy 4 ülésel. A hátsó ülések a legtöbb esetben csak gyermekek számára kényelmesek,
- 2 ajtóval,
- 2 vagy 4 oldalablakkal,
- kisebb térfogatú csomagtartóval, alacsony építésű kocsi.



76. ábra. Coupé zárt személygépkocsi.

Cabriolet

Szintén sportos jellegű, nyitott de egy vászontető felhajtása útján zárttá tehető kocsi a 77. ábra szerint.

Jó időjárás esetén kellemes túrakocsiként használható.

- 2 vagy 4 ülésel. A hátsó ülések ennél is szükségülésként használhatók,
- 2 vagy 4 ajtóval,
- 2 vagy 4 oldalablakkal amelyek a kerettel együtt süllyeszthetők,
- esőálló, hátrahajtható vagy süllyeszthető vászon tetőszerkezettel.



77. ábra. Cabriolet személygépkocsi.

Kombi személygépkocsi

Családias jellegű kocsi, mind személyek mind kisebb térfogatú és súlyú terhek szállítására, a 78. ábra szerint.

Zárt személygépkocsi, merev tetőszerkezettel.

- 4 vagy több üléssel, a hátsó ülések felnőttek számára is kényelmesek,
- 3 vagy 5 ajtóval,
- 4 vagy több oldalablakkal.
- nagyméretű csomagtartóval, amelynek térfogatát, a hátsó ülések rovasára még növelni lehet.

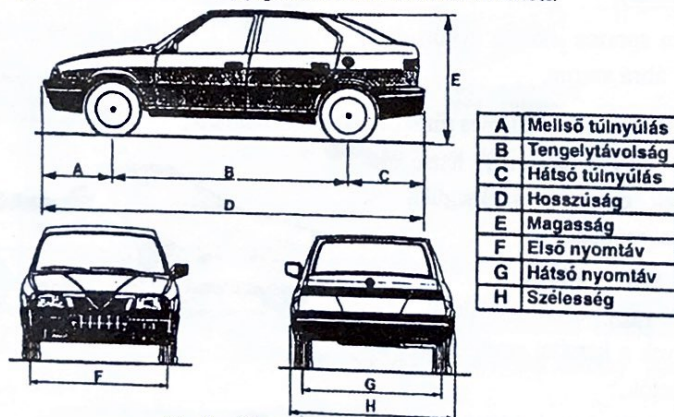


78. ábra. Kombi személygépkocsi.

A csomagtartó megnövelése esetén, jelentős mennyiségű csomag vagy egyéb teher szállítására is kiválóan alkalmas.

5.2.5. Személygépkocsik főméretei

A meghatározott célra alkalmazott gépkocsi kiválasztásánál, a legtöbb esetben figyelembe veszik a motorteljesítményt, a teherbírást, az üzemanyagfogyasztást, a gyorsulási tulajdonságokat és nem utolsósorban a kocsi főméreteit. Ez utóbbi a forgalomba történő beilleszkedés, valamint a kocsi tárolása tekintetében fontos adat. A 79. ábra egy kivitelezett személygépkocsi főméreteit szemlélteti.



79. ábra Egy személygépkocsi főméretei.

A főméretek alapján következtetni lehet a kocsi úttartási, borulékonyági, valamint kanyarodási tulajdonságaira. Példaképpen, egy alacsony építésű széles nyomtávú kocsi (súlypontja általában alacsonyan helyezkedik el) kevésbé borulékony. Egy nagy tengelytávolságú kocsi, általában nagyobb sugarú körön fordul. Parkolásnál egy rövidebb kocsival könnyebb két kocsi közé beállni. stb. Nem véletlen tehát, hogy a sűrűsödő forgalomban, napjainkban mind több rövid építésű kocsi közlekedik.

5.3. Alvázás, valamint önhordó autóbusz kocsitest

Az autóbuszok a tömeges személyszállítás járművei. Felhasználási területüknek megfelelően, különböző szempontok szerint épülnek. A nagy utaslétszámra tekintettel, fontos a nagy teherbírás, ugyanakkor az utasok számára kényelmessé és biztonságossá kell tenni az utasteret. Biztosítani kell a kényelmes fel és leszállás lehetőségét, figyelni kell arra, hogy a mozgásukban korlátozott idősebbek vagy mozgássérültek is megfelelő biztonsággal fel és le tudjanak szállni.

A tömegközlekedés igényeinek megfelelően építenek belvárosi autóbust, városi és külvárosi autóbust rövid távú közlekedésre, valamint távolsági autóbust hosszú távú közlekedésre.

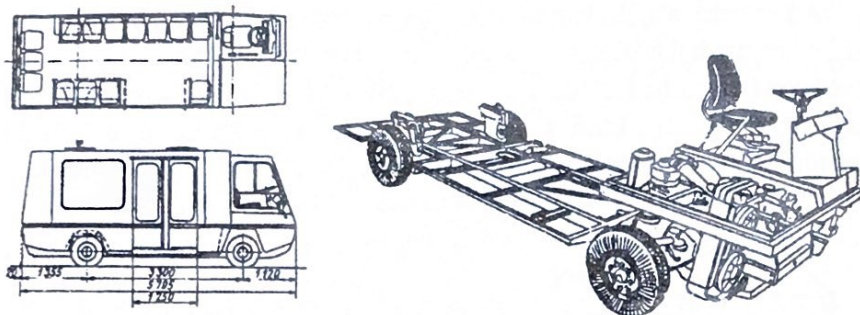
Belvárosi autóbusz

A belvárosi autóbusz 20 ÷ 30 személy szállítására alkalmas jármű, viszonylag kevés ülőhellyel, több állóhellyel készül, rövid távú utazásra. A gyakori fel és leszállás érdekében ajtóit tágasak. Padló és lépcső magassága kicsi. A 80. ábrán bemutatjuk egy belvárosi busz körvonal rajzát, valamint önjáró alvázát.

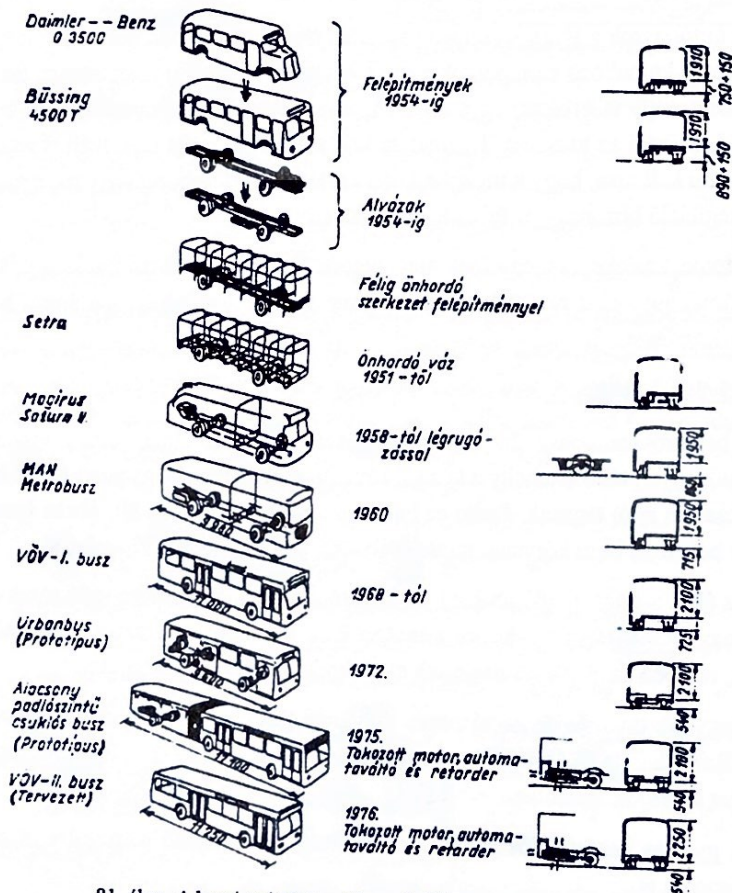
Az ábra szerinti padló alvázon jól látható az alacsony építésre való törekvés. A minél nagyobb utaster érdekében a motort és a hajtóművet részben a vezető ülés mellett, részben az ülés alatt helyezték el. A kocsi elsőkerék meghajtású.

Nagyobb távolságra, de városi és külvárosi forgalomra, nagyobb kocsikat építenek. Ezek mérete és kivitele, hosszabb idő alatt fejlődött ki. A 81. ábrán ezt a folyamatot kívánjuk bemutatni.

A gyártás kezdeti időszakában a teherautókhoz hasonló alvázal építették az autóbuszokat is.



80. ábra. Belvárosi autóbusz. (Steyr - Daimler - Puch AG)



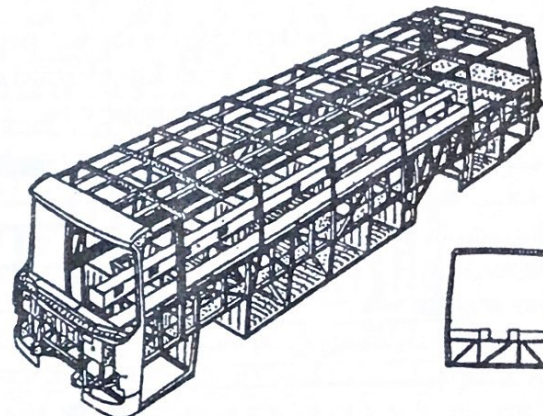
81. ábra. A hazai gyártású autóbuszok fejlődésének folyamata.

A motor a kocsiorrában helyezték el és kardántengellyel hajtották a hátsó tengelyt. Később a vezetőt előre ültették a motor mellé. Ezzel megjavult a rálátása az útestre és a környező forgalomra. Ez után a hasznos teher növelése érdekében csökkentették a kocsisúlyát a részalváz, majd az önhordó kocsitest kidolgozásával.

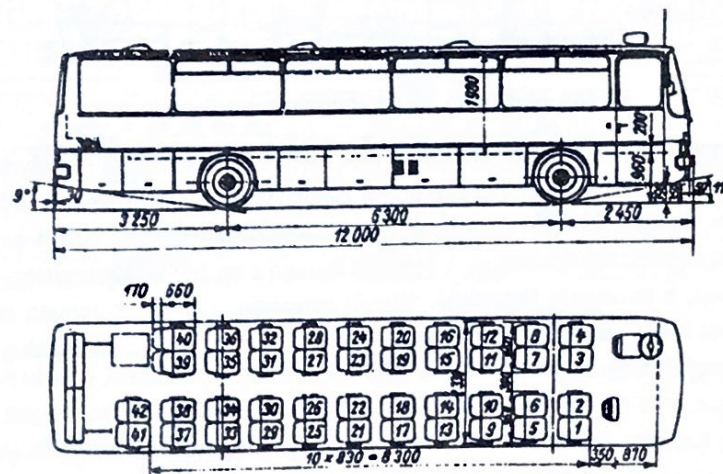
Önhordó autóbusz kocsitest

Az elmúlt 40 év folyamán az önhordó kocsitest alkalmazásával több autóbusz változatot készítettek. A 82. ábrán az IKARUS 250 tip. autóbusz önhordó kocsitest rajzát mutatjuk be.

A busz farában elhelyezett RABA - MAN D 2156 tip. motor a hátsó kerekeket hajtja. A padlószint alatt kialakított szekrényekben elhelyezhetők az utasok csomagjai, valamint a szükséges szerszám és úti tartalék. A padló feletti tér első részén ül a vezető, a többi tér teljes terjedelmében az utasok elhelyezésére szolgál. A kocsis és az utastér jellegrajza látható a 83. ábrán



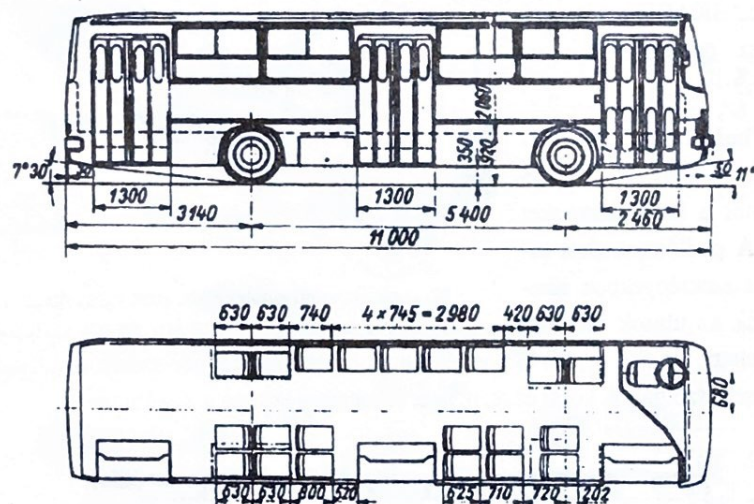
82. ábra. Önhordó autóbusz kocsitest vázszerkezete.



83. ábra. Az IKARUS 250 tip. távolsági busz jellegrajza.

A nagy távolságú, hosszú időtartamú utazásra tekintettel, a teljes utasteret ülésekkel rendezték be. Álló utasokra nem számítottak. A terjedelmesebb csomagokat, a felszállás előtt a csomagtérben helyezik. Az utasterben csak kézi poggyász marad, ami a polcon elhelyezhető, az utazás kényelmét így nem zavarja. A kocsira csak egy ajtót építettek. A padlósínt viszonylag magas, a nagy távolság miatt azonban a le és felszállás nem gyakori, ezért nem zavar különösebben.

A városi és elővárosi közlekedésre a rövidebb távolság, a nagyobb utas létszám és a gyakori le és felszállás a jellemző. Erre tekintettel megépítették az IKARUS 260 tip. autóbust. Jellegrajzát a 84. ábrán mutatjuk be.

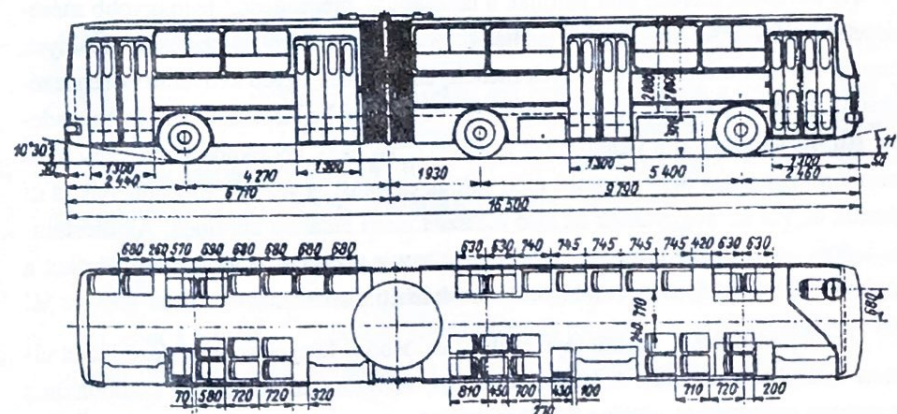


84. ábra. Az IKARUS 260 tip. városi autóbusz jellegrajza.

A nagy befogadóképesség érdekében több állóhelyet és kevesebb ülőhelyet építettek be. A rövid távú utazást az álló utasok még elviselik. A padlósínt és a felszállás céljára szolgáló lépcsők alacsonyak, ugyanakkor három szélesre épített ajtó az utascserét jelentősen megkönnyíti. A beépített légrugó a vezérlő szelep segítségével a padlósínt, a terheléstől függetlenül állandó magasságon tartja. Automata sebességváltóval készül. A gyakori megállás és indulásra tekintettel a vezető munkáját ez nagyon megkönnyíti.

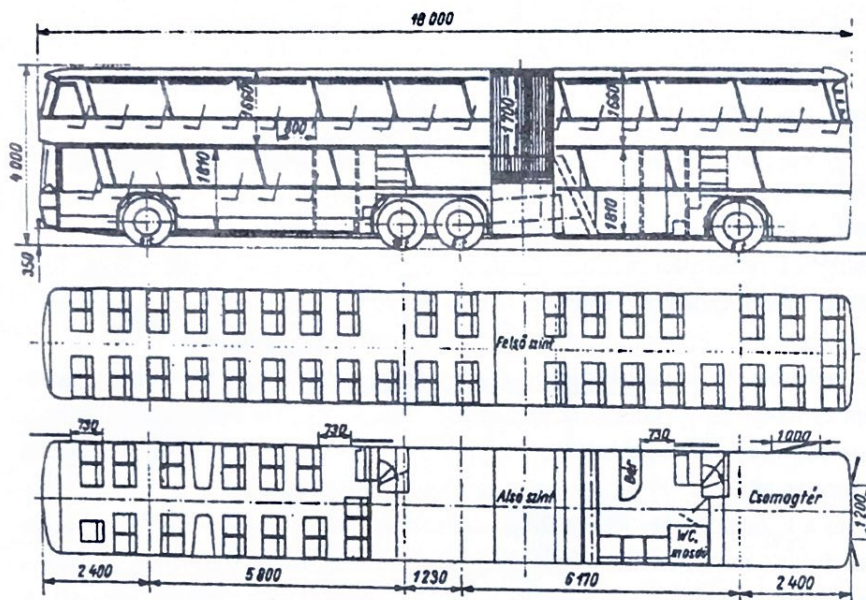
Csuklós busz

Az utaslétszám növekedése folytán, valamint az utazási kényelem javítása érdekében, egy korábbi időben, pótkocsit próbáltak az autóbusz után kapcsolni. Ez az eljárás azonban nem hozta meg a kívánt eredményt. A városi utcák keresztezéseiben, különösen jobbra kanyarodás esetén a pótkocsi szerelvény széles kanyarodási sávja miatt, a pótkocsi jobboldali kerekei felléptek a járdaszegélyre. Ez veszélyes volt a gyalogos forgalom tekintetében, másrészt rongálta a járdaszegélyt és a kocsi futóművét. Jobb megoldást jelentett az IKARUS 280 tip. csuklós busz alkalmazása. A 85. ábra szerinti jellegrajzon látható, hogy ez a kocsi nagy utaslétszám esetén jól alkalmazható a városi közlekedésben. A négy széles ajtó, valamint az alacsony padlósínt és lépcső gyors utascserét tesz lehetővé. Megoldották a hátsó kerekek kormányozását, ezzel keskenyebb lett a fordulási sáv. A hátsó kerekeket az alkalmazott Ackerman rendszerű kormánytrapéz segítségével, a vontató kocsi hátsó tengelytökhöz és a kormánytrapéz irányítókarjához csuklósan kapcsolódó rúd fordítja el a kanyar ívének megfelelő mértékben. Helyesen beállított hátsó kormányzás esetén a csuklós busz fordulási sávja nem lesz nagyobb, a vontató kocsi fordulási sávjánál. A csuklós busz hátsó kereke tehát még 90° -os kanyarban sem lép fel a járdaszegélyre.



85. ábra. IKARUS 280 tip. csuklós autóbusz jellegrajza.

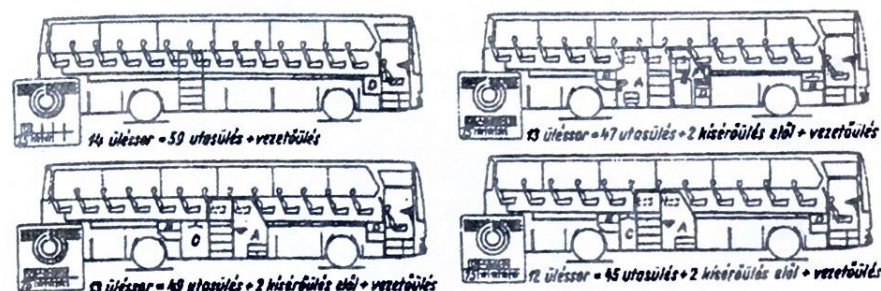
Az utazási irodák létrejöttével, gazdasági megfontolások alapján, felmerült az igény, hogy nagy távolságra is lehessen, autóbusszal nagy létszámú utast szállítani. Az ilyen megfontolások alapján készült el a 86. ábrán bemutatott emeletes csuklós busz.



86. ábra. Emeletes csuklós távolsági busz (Neoplan N 138 tip.)

Az autóbusz méretei már súrolják a hatóságilag megengedett legnagyobb méretek felső határait. Az utasokat két szinten helyezték el. A felső szinten csak ülőhelyek vannak. Az alsó szinten az ülőhelyek mellett, elhelyeznek egyéb kényelmi berendezéseket is, pl. mosdó- WC, ruhatár, hűtőgép, büfé, konyha, légkondicionáló berendezés, stb. Itt helyezik el a vezető ülést és mivel ilyen nagy kocsikhoz kettő vagy több vezetőt alkalmaznak akik a hosszú úton váltják egymást, a vezetők pihenőhelyét is itt készítik el. Az úti poggyászok az alsó ülés szint alatti ládába kerülnek. Az üléstámlák ledönthetők, így az utasteret éjszakai utazásra is alkalmassá lehet tenni. Ezeket a nagyméretű buszokat akár guruló szállodának lehetne tekinteni.

Az utazási irodák, hosszú távú utakra, különböző kényelmi berendezésekkel ellátott buszokat indítanak. A kocsik minőségi, kényelmi fokozatait, a szállodákhoz hasonlóan csillagokkal jelölik a 87. ábra szerint.



87. ábra. Egy 12 m. hosszú, távolsági autóbusz belső elrendezése

A betűjelek értelme különböző kényelmi fokozatra:

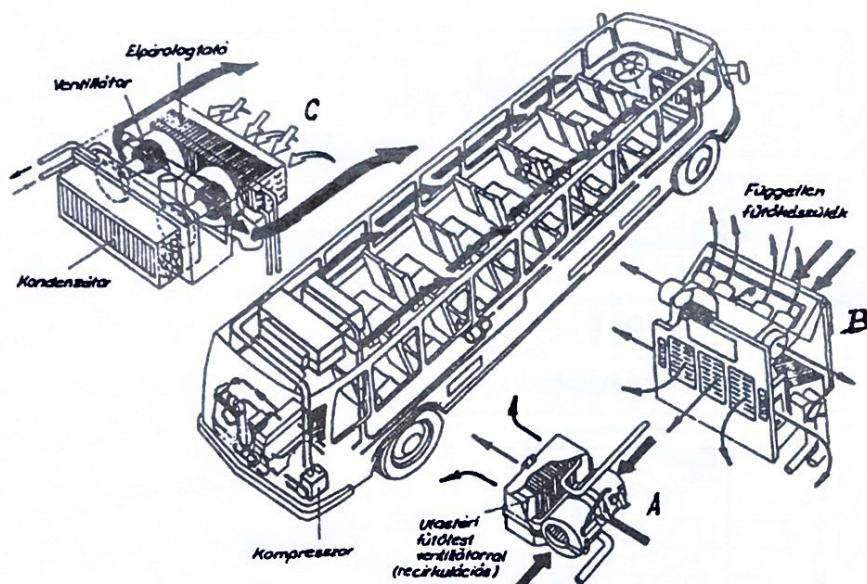


- A mosdó WC
- B légkondicionáló berendezés
- C ruhatár
- D hűtőszekrény
- E konyha

5.3.1. Az autóbusz szellőztetése és fűtése, légkondicionált autóbusz

A tömeges személyszállító járműveken sok ember fogyasztja a levegőt, ezért az utaster levegő cseréje, az utasok jó közérzete érdekében, rendkívül fontos. Általános megfigyelések szerint egy utas kb. 30 m³ levegőt igényel óránként. A legkedvezőbb levegő hőmérséklet 20 ÷ 22 °C a nedvességtartalom pedig 50 ÷ 70 %.

Nyári meleg időjárás esetén a menetszél, különösen nyitott ablakok mellett, általában elég szellőztetést biztosít. Azonban, ha szükséges a szellőztető ventilátorral segíteni lehet a levegő cserélődését. Hideg időjárás esetén azonban gondoskodni kell az utaster fűtéséről. A 88. ábrán három különböző berendezést mutatunk be.

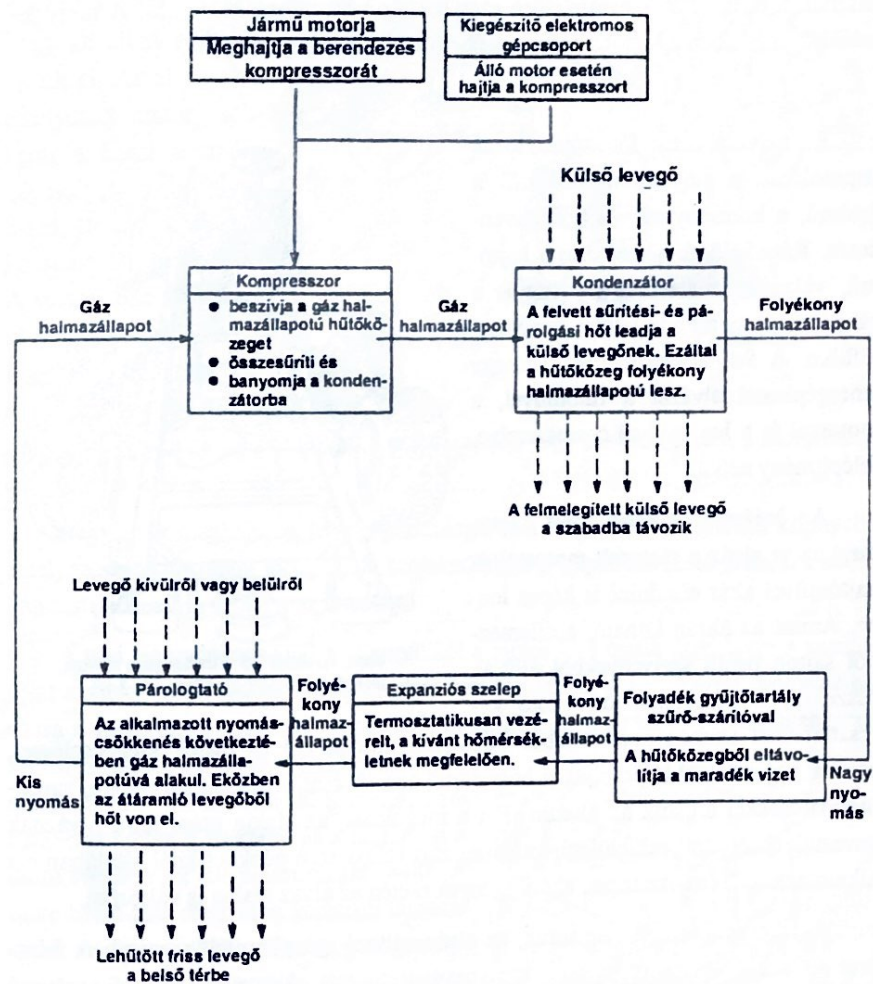


88. ábra. Az autóbusz szellőztetési és fűtési rendszere.

Az A jelű készülék a motor hulladék hőjét hasznosítja az utastér fűtésére. A B készülék egy önálló fűtő berendezés amely gázolaj felhasználásával, a motor leállítása esetén is fűteni tudja az utasteret. Nagy meleg esetén az utastér hűtésére szolgál a C jelű légkondicionáló berendezés. Ez nem más mint egy hűtőgép amely az utastér levegőjét hűti. A berendezés működésének folyamata a 89. ábrán tanulmányozható.

A klíma berendezést általában a kocsí tetején helyezik el. Itt lehet biztosítani legjobban, hogy a működéséhez szükséges mennyiségű levegő a hőcserélőn átáramoljon.

A jól működő klíma berendezés kedvezően befolyásolja az utasok közérzetét, fáradékonyágát és ezen keresztül a hangulatát. Az utazási irodának pedig elsőrendű érdeke, hogy az utasnak máskor is legyen kedve utazni.



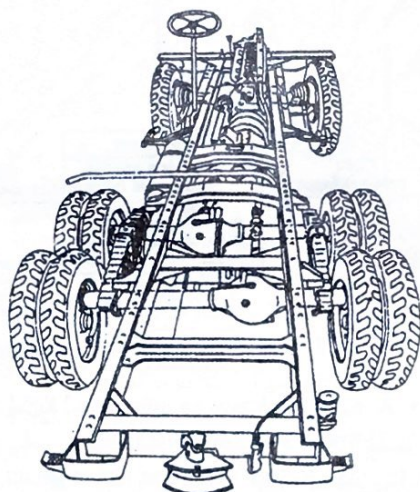
89. ábra. Az utastér klíma berendezésének működési folyamata.

5.4. Tehergépkocsik felépítése

Teherárúk, gépek, eszközök szállítására szolgálnak a tehergépjárművek. Felhasználási területüknek megfelelően ezek sokféle változatban készülnek. A nagy teherbírás érdekében a legtöbb esetben ezeket alvázak kocsitesttel építik.

Az alváz

Az alváz a kocsi főtartója. Hozzá kapcsolódik a rugózásán keresztül a futómű, a kormánymű és a fékberendezés. Ráterhelődik a motor és a hajtómű, valamint a felépítmény vagyis a rakodótér vagy rakodó felület és a vezetőfülke. A 90. ábrán bemutatunk egy tehergépkocsi alvázat a futóművel, a motorral és a hajtóművel összeszerelve, felépítmény nélkül.



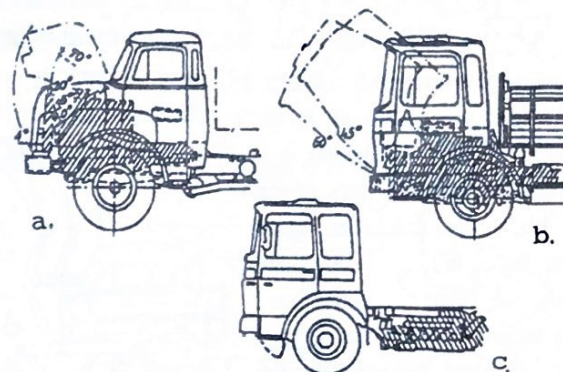
90. ábra. Alvázak kocsitest önjáró alváza, felépítmény nélkül. (Prága V 3 S)

Az önjáró elnevezést azért kapta, mert ez az alváz a rászertelt motorral és hajtóművel akár elindulni is képes lenne. Amint az ábrán látható, acéllemez-ből sajtolt profil szelvényekből állítják össze. A hossztartókat összekötő kereszttartókat szintén acéllemez-ből sajtolással állítják elő és meleg szegecseleléssel, esetleg hegesztéssel kapcsolják a hossztartókhoz. A csatlakozások sarkaiban, sarokmerevítésekkel erősítik az alvázat. Ezt a megoldást, az alakja után, létra alváznak nevezték el. Nyitott rakfelületű, valamint zárt rakodótérű gépkocsiknál általában ezt alkalmazzák. Természetesen, eltérő igények esetén az alváz alakja is változhat.

A tehergépkocsi üzeme során, az alváz változó igénybevételt szenved. A felrakott teher hajlító, nyíró, nyomó igénybevételt ébreszt. A vonóerő és a fékező erő miatt húzó és nyomó, az ütegyenetlenségek miatt pedig csavaró igénybevételek ébrednek. Mindezeket felerősítik a jármű haladása közben keletkező rezgések. Az elmondottak miatt az alváz elemeinek jellemző meghibásodása a repedés ill. fáradásos törés.

A motor és a vezetőfülke elhelyezése

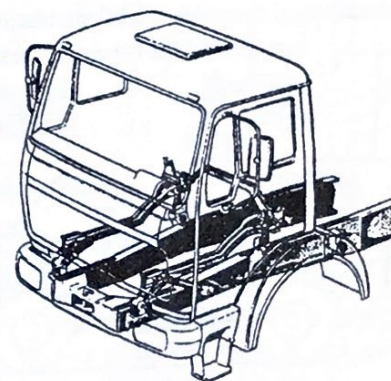
A motort a legtöbb esetben a kocsi orrában, vagy az alváz alatt helyezik el. Az alváz alatt elhelyezett motor csökkenti a kocsi terepjáró képességét, ezért főleg országúton közlekedő kocsiknál alkalmazzák. A vezetőfülke elhelyezése a motor elhelyezésétől függ. Régebbi megoldás a motor mögé épített vezetőfülke. Ebben az esetben a motor karbantartása vagy javítása esetén a motorházat emelik fel a 91/a ábra szerint.



91. ábra. A tehergépkocsikon alkalmazott különböző vezetőfülke elrendezések.

Négykerék meghajtású, tehergépkocsiknál ez a megoldás az osztómű könnyebb elhelyezése tekintetében előnyös. A közlekedésben a gépkocsivezető számára azonban nem biztosít jó rálátást az úttestre.

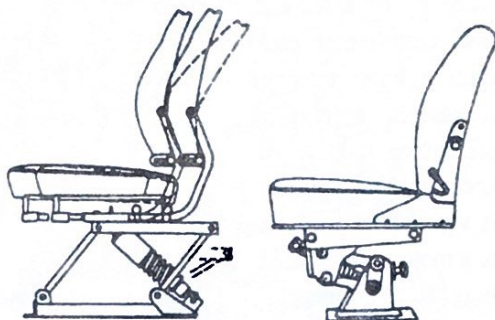
A mai tehergépkocsiknál a vezetőfülkét a motor fölé építik úgy, hogy a vezetőülést a motor mellé helyezik. A motorhoz úgy biztosítják a hozzáférést, hogy az alváza a fülke elejét csuklósan kapcsolják rá és e körül, hidraulikus nyomóhengerek segítségével, az egész fülkét előre billentik, amint a 91/b ábrán látható. Szerelés, karbantartás esetén a motoron és a hajtóműn a munkavégzést ez jelentősen megkönnyíti. A fülke hátsó fala rugózásán keresztül támaszkodik az alváza. Sok esetben még lengéscsillapítóval is ellátják. A fülke fűthetőségét és zajszintjének csökkentését belső szigeteléssel oldják meg. A megengedhető nagy méretek folytán, a fülkébe még pihenő ill. hálóhely is beépíthető. A billenthető vezető fülke rajza a 92. ábrán látható.



92. ábra. Előre billenthető vezetőfülke tehergépkocsikhoz.

A motor alváz alatti elhelyezése esetén az előbbihez hasonló nagy vezetőfülke építésére van lehetőség. 91/c ábra. Ezt azonban a szerelés érdekében nem kell billenteni. A motor és a hajtómű a fülke mögött helyezkedik el, így jól hozzáférhető.

A gépkocsivezető kímélése érdekében a vezetőfülkét, a célszerűség határain belül, kényelmesen alakítják ki. Az ablakokon történő jó kilátás, a jó szellőztetés, valamint fűtés, az utazás biztonsága érdekében, éppen olyan fontos mint a személygépkocsiknál. A fülke rugós alátámasztása mellett a vezető ülést is rugózással látják el. A 93. ábrán tehergépkocsikon és autóbuszokon alkalmazott vezető üléseket mutatunk be.

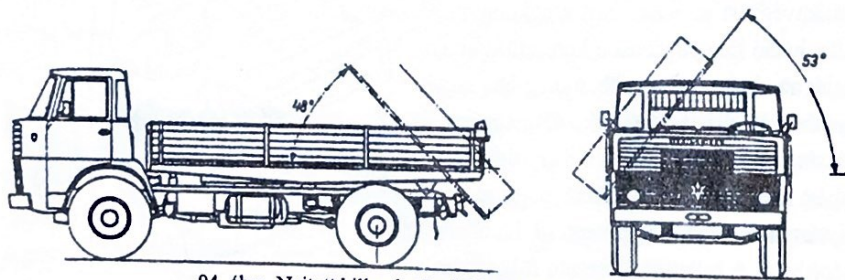


93. ábra. Rugózással ellátott vezető ülések.

Hosszú útra induló tehergépkocsiknál, nyerges szerelvényeknél, főleg ha váltott vezetővel utaznak, pihenő ágyat is építenek a fülkébe. Ez általában felhajtható vagy üléshelyként is használható.

Rakfelület, rakodótér, különböző felépítményű tehergépkocsik

A mindennapi teherárú szállításokra a nyitott rakfelületű tehergépkocsikat alkalmazzák. A rakfelületet (elterjedt elnevezés szerint, platót) ezeknél, keresztartók segítségével, közvetlenül az alvázra szerelik és oldalfalakkal látják el. Az oldalfalak a rakodás megkönnyítése érdekében, lehajthatóak. Rakodás után az oldalfalakat olyan kapcsoló berendezésekkel kapcsolják össze amelyeket kirázódás ellen biztosítani lehet.

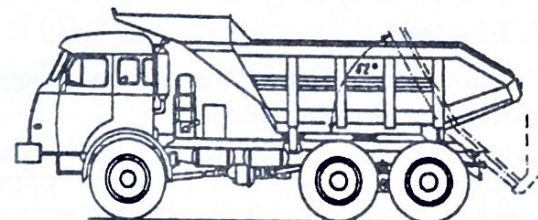


94. ábra. Nyitott billenthető rakfelületű tehergépkocsi

Ömlesztett árú szállítására, billenthető rakfelületű kocsikat készítenek. 94. ábra. Ezeknél a rakfelület csuklósan kapcsolódik az alvázra és a beépített hidraulikus munkahengerekkel hátra vagy oldalra billenthető. Az ömlesztett árú lerakása, például szemes termény, szén, stb. ezzel egyszerűen és gyorsan megoldható. A rakfelület rögzítése esetén darabárú szállítására is alkalmasak.

Kifejezetten ömlesztett árú szállítására készítették a 94/a. ábra szerinti billenő puttonyos tehergépkocsit.

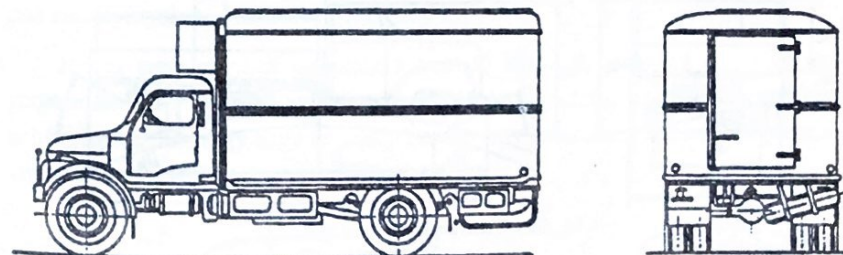
Jó terepjárási tulajdonságai folytán földmunkáknál, bányaművelésnél és általában olyan ömlesztett árú szállításánál amelyeket géppel raknak fel a kocsira, kiválóan alkalmazható.



94/a. ábra. Billenő puttonyos tehergépkocsi.

Jellemzője az erős alváz, a terepjárásra alkalmas sebességváltó és futómű, valamint az acélból készült, kevésbé sérülékeny puttony.

Olyan árú szállítás esetén, amelyeket az időjárás viszontagságaival szemben védeni kell, a nyitott rakfelületű kocsikra ponyvát szerelnek fel. Készítenek azonban zárt rakodó terű kocsikat is amit a 95. ábrán mutatunk be.



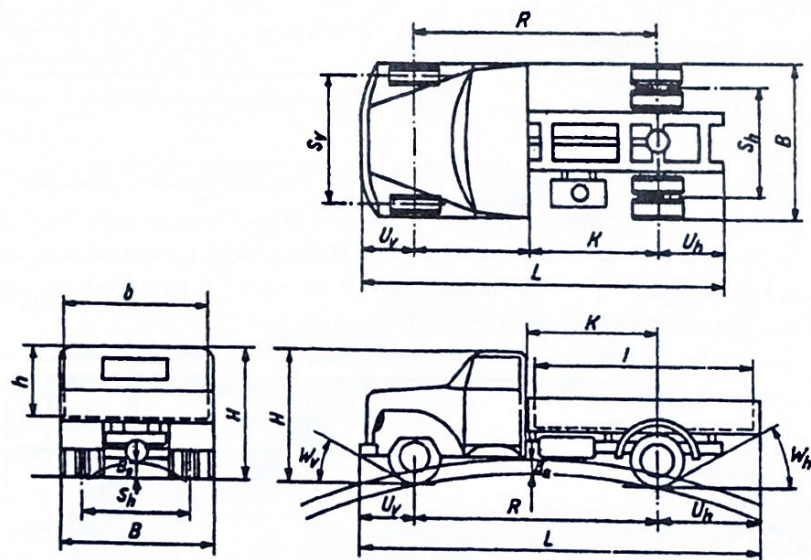
95. ábra. Zárt rakodó terű tehergépkocsi.

Amíg a nyitott rakfelületre rakodógéppel is lehet rakodni, addig a zárt rakodótér esetén a gépi rakodás lehetősége erősen korlátozott, a kézi rakodás pedig költségesebb. A zárt rakodótérű kocsikat ezért, általában olyan iparcikkek, élelmiszerek, pl. pékárú, húsrú, stb. szállítására alkalmazzák, amelyek jellegüknél fogva is kézi rakodást igényelnek.

Léteznek olyan árucikkek, pl. gyümölcs, húsárú stb. amelyeket nagyobb távolságú szállítás esetén, menet közben is hűteni kell. Ilyen célokra, hőszigetelő fallal és hűtő berendezéssel ellátott zárt kocsikat alkalmaznak. A súlycsökkentés érdekében ezek felépítményét alumínium lemezből készítik. Az alumínium alkalmazásának további előnye, hogy kevésbé korrodálódik. Selejtezés esetén pedig az alumínium még jól értékesíthető. A belső rakodótér hőmérsékletének alacsony szinten tartására, általában kompresszoros hűtőgépet kapcsolnak a rakodótérhez.

Tehergépkocsi főméretei

A tehergépkocsi főméreteinek megadásakor a terepjáró képességre jellemző méreteket is megadják a 96. ábra szerint.



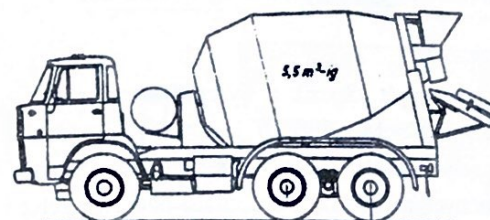
96. ábra. Tehergépkocsi főméretei.

- | | |
|--|--|
| R tengelytáv | S_v nyomtáv elől |
| L a jármű teljes hossza | S_h nyomtáv hátul |
| B a jármű teljes szélessége | B_o a jármű legalacsonyabb pontjának magassága |
| H a vezetőfülke magassága | B_a hasmagasság ($R=8m$ sugarú hengertől mérve) |
| K a vezetőfülke távolsága a hátsó tengelytől | l a rakfelület hasznosítható hossza |
| U_v mellső kilógás | b a rakfelület hasznosítható szélessége |
| U_h hátsó kilógás | h a rakodótér magassága a ponyváig |
| W_v terepjárási szög elől | W_h terepjárási szög hátul |

A közölt főméreteket a különleges teherkocsiknál a célnak megfelelően értelmezzük.

Különleges gépjárművek

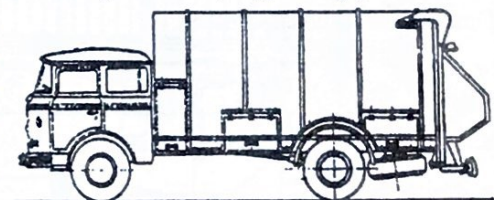
A következőkben néhány különleges célra készült tehergépjárművet ismertetünk



97. ábra. Beton szállító és keverő kocsi

a teljességre való törekvés nélkül. Készítenek olyan járműveket amelyeknek nem a teherszállítás az elsődleges feladatuk. A 97. ábrán egy beton szállító és keverő gépkocsit mutatunk be. A 98. ábrán pedig egy szemét gyűjtő kocsi ábrája látható.

A tehergépkocsihoz mind a kettőnek annyi köze van, hogy tehergépkocsi alvárra és futóműre épült és a beépített motorral, valamint hajtóművel önjáró gép. A mindennapi gyakorlatban még számos hasonló gépet találunk mint például darus kocsit, tűzoltó kocsit, locsoló kocsit stb.

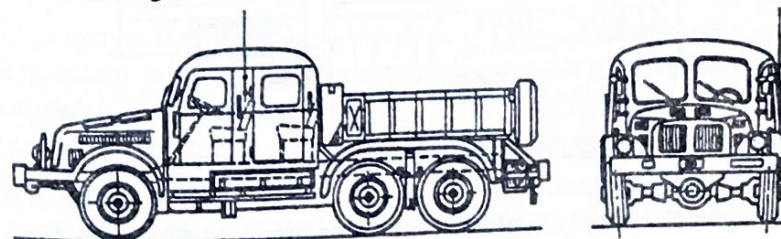


98. ábra. Szemétgyűjtő kocsi

Vontatók

Nagy súlyú vagy terjedelmes áruk szállítására, gyakran alkalmazzák a pótkocsis szerelvényeket.

Jármű szerelvénynek nevezzük a vontató kocsiból, valamint egy vagy több vontatmányból álló jármű együttest. A 99. ábrán bemutatott vontató tehergépkocsi, nehézgép szállító, vagy nagy terjedelmű áruk, vagy berendezéseket szállító pótkocsik vontatására szolgál.

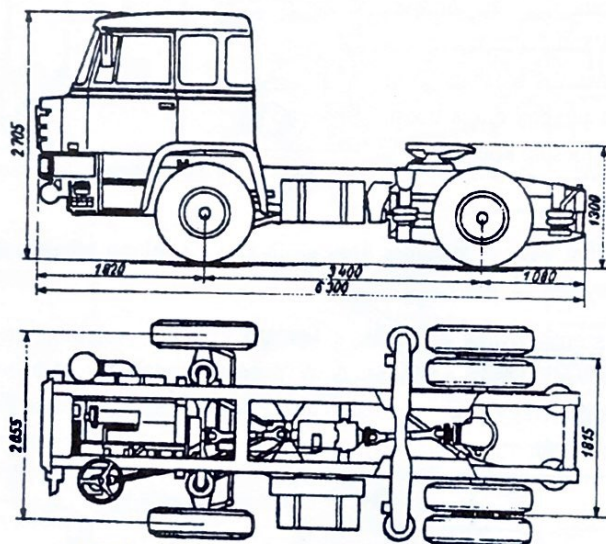


99. ábra. Vontató, nehéz pótkocsik vontatására.

Jellemzője a nagy teljesítményű motor és összerék hajtómű. A rakfelülete kicsi, csak szerszám és tartozék részek szállítására felel meg, nagyobb mennyiségű áru szállítására alkalmatlan. Az alváz hátsó részére egy erős vonóhorog csatlakozik.

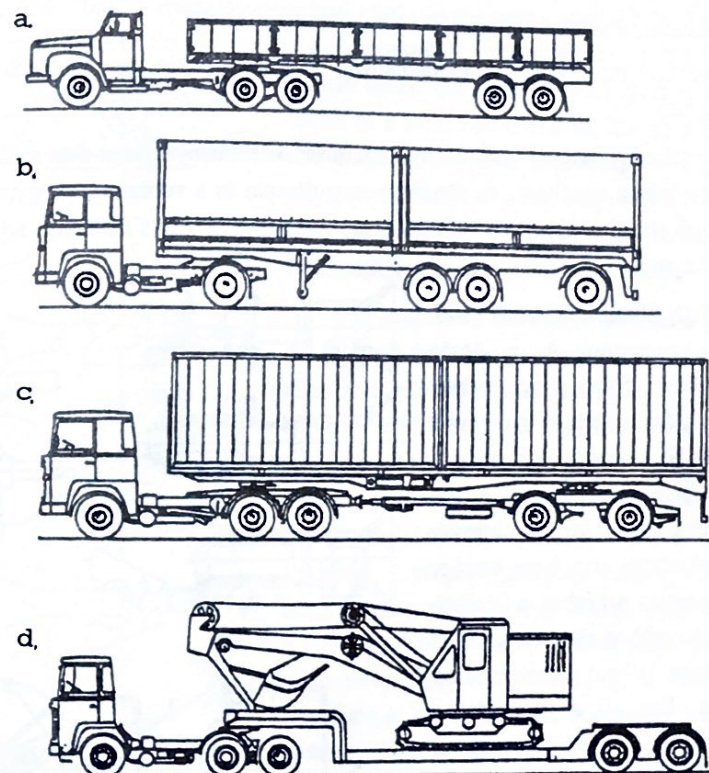
Nyerges vontatók

A nagy teherárú szállítók másik csoportját képezik a nyerges szerelvények. Ezekhez olyan vontató tartozik amelynek rakfelülete nincs. A nyerges pótkocsinak pedig csak hátul van egy, vagy két tengelye. Az első tengely és a kormányozott kerekek helyett a pótkocsi eleje, egy vonónyergen keresztül a vontató hátsó tengelye felett, a hátsó alváza támaszkodik. A pótkocsi lekapcsolása esetén az elejét, a hozzáépített, nagy teherbírású, mechanikusan, vagy hidraulikusan állítható ún. gólyalábakkal alátámasztják. A 100. ábrán a szerelvényhez tartozó vontatót mutatjuk be, főméreteinek feltüntetése mellett.



100. ábra. Nyerges szerelvényhez tartozó kocsi.

Jellemzője a már említett erős motor, a négykerék hajtású hajtómű, valamint a nagy teherbírású, kapcsolónyereggel készült alváz. Összekapcsolt állapotban, a vonócsapszeg körül a vontató és a pótkocsi, egymáshoz viszonyítva elfordulhat. Ezzel a szerelvény fordulási sávja keskenyebb lesz, ugyanakkor a hátra tolatást is megkönnyíti. A 101. ábrán néhány jellegzetes nyerges szerelvényt mutatunk be.



101. ábra Különböző feladatra készült nyerges szerelvények.

Az a. ábrán nyitott rakfelületű nyerges szerelvényt mutatunk be. A b. ábra nyitott rakfelületű, leponyvázott kamion, a c. ábra zárt rakterű kamion szerelvényt ábrázol. A d. ábrán egy nehézgépi szállító szerelvény látható.

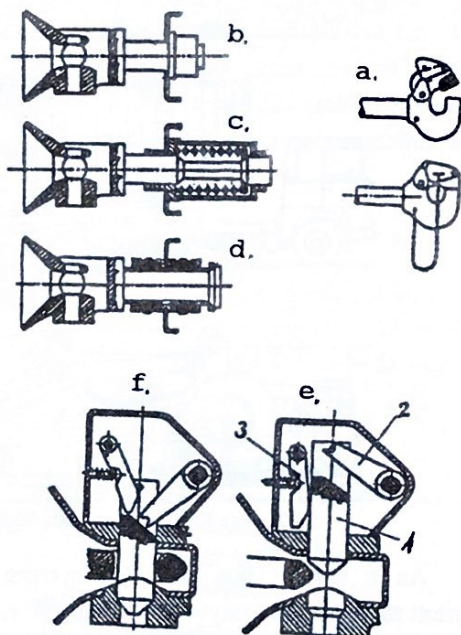
A nyerges szerelvények egyik előnye, hogy a rakodás időtartamára a pótkocsi lekapcsolható és addig a nagy értékű vontatót egy másik már megrakott pótkocsi vontatására lehet alkalmazni. A másik előny, hogy egy fuvarral nagy mennyiségű árut lehet továbbítani. Nagy távolságra történő szállítás esetén ez jelentős előnyökkel jár.

Vonószerkezetek, pótkocsis szerelvényekhez

A vontató járművek és a vontatmányok összekapcsolását igen körültekintően kell elvégezni.

Követelmény, hogy a vontatmány, semmilyen körülmények közt sem szakadhat le a vontatóról, a vonóhorog ne akadályozza a vontató és a vontatmány egymáshoz viszonyított elfordulását, a vonóerőt és fékező erőt pedig rángatás mentesen adja át a vontatmánynak.

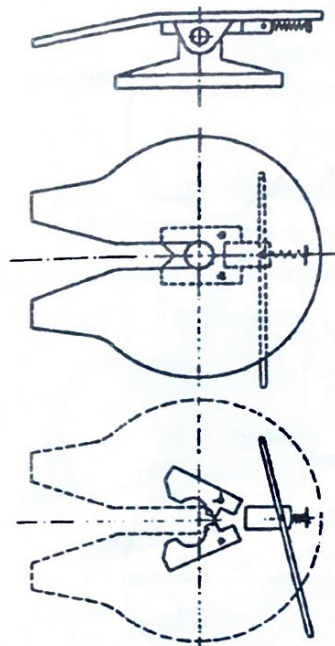
A 102. ábrán különböző vonóhorgokat ismertetünk. Az a. ábrán egy régebben, főleg a mezőgazdaságban alkalmazott vonóhorgot mutatunk be, nyitott és zárt állapotban. A felső pófát zárt állapotban egy billenő tag biztosítja kinyílás ellen. Tekintettel arra, hogy ezzel az összekapcsolás nehézkes, a későbbiekben szívesebben alkalmazták a b. c. d. ábrán látható tölcéses vonóhorgokat. Ezeknél a vonórúdat, a vonóhoroghoz tartozó, kirázódás ellen biztosítható csapszeggel kapcsolták a vonóhoroghoz. Az ábrákon jól látható, hogy a rángatás csillapítására a vonóhorgok, spirál rugón vagy gumirúgón keresztül csatlakoznak a vontató alvázához.



102. ábra. Különböző vonóhorgok pótkocsi vontatáshoz.

Az e. ábrán egy automatikusan kapcsolódó és önzáró, tölcéses vonóhorog látható, nyitott állapotban. Csatlakoztatáskor egy külső kar elfordításával az 1. csapszeget a 2. kar felemeli és ebben a helyzetben alátámasztja. A vonórúd csatlakoztatásánál, a vonófül megemeli a csapszeget, ekkor az alátámasztás kiakad és a csapszeg a vonófülön keresztül a helyére esik. A 3. jelű biztosító nyelvet a mögötte lévő rugó a csapszeget kiképzett horonyba billenti és ezzel a csapszeget, kirázódás ellen biztosítja az f. ábra szerint.

A 103. ábra a nyergesvontatóknál alkalmazott vonónyeret ábrázolja. Ez lényegesen eltér az eddig megismert vonóhorgoktól. A vontató hátsó tengelye felett, az alvázra építik. (Lásd 100. ábra.) Nem csak a vonóerőt és a fékező erőt viszi át, hanem a pótkocsi első tengelye helyett a rakomány és a pótkocsi súlyerejének is mintegy fele a nyeregbe, majd ezen keresztül a vontató hátsó tengelyére terhelődik. A vonócsapszeget a vontatmányra szerelik.



103. ábra. Vonónyereg.

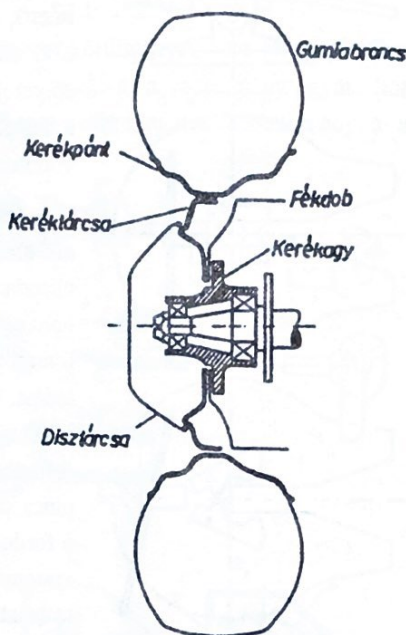
Összekapcsolás esetén a vontatóval a pótkocsi alá tolatnak úgy, hogy a nyereg a pótkocsin levő ellendarab alá csúszik, amikor pedig a csapszeg a helyére került, egy rugós biztosító szerkezet, automatikusan zár és megakadályozza a szétkapcsolódást. Összekapcsolt állapotban a vontató és pótkocsi egymáshoz viszonyítva, a vonócsap körül elfordulhat. Nyerges szerelvény esetén, vonórúdra nincs szükség. A szerelvény hossza ezzel csökken, a fordulási nyomsáv, a vonórudas szerelvényekhez viszonyítva, előnyösen csökken, ugyanakkor a hátra tolatás is könnyebb mint vonórudas szerelvény esetén.

6. A gépjárművek kerekei

A gépkocsi kerekének szerkezeti felépítése

A gépjármű a kereken keresztül támaszkodik az útestre. A kocsi teljes terhelését a kerekek viselik a vonóerő, valamint a fékező erő a kerekek és az útfelület között. Megállapítható tehát, hogy a kerekek a gépjármű legfontosabb szerkezeti részei, ezért velük szemben, mind konstrukciós mind szilárdsági szempontból magas követelményeket támasztunk. A 104. ábrán bemutatjuk egy fűvott gumikerék vázlatát.

A csapágyazott kerékagyon kiképzett peremre kúpos kerécsavarokkal ill. kúpos anyákkal rögzítik a keréktárcsát. A felszerelt kereket a kerékagyon esztergált központosító vállal és a keréktárcsán kiképzett központosító furattal központosítják. Ugyanígy szerelik a kerékagyra és rögzítik a kerécsavarokkal a fékdobot is. A keréktárcsához szegecseléssel vagy hegesztéssel rögzítik a kerékpántot, amire a fűvott gumiabroncsot szerelik. A disztárcsának csak esztétikai szerepe van, a teherviselésben nem vesz részt.



104. ábra. Fűvott gumikerék vázlata.

6.1. Gumiabroncsok

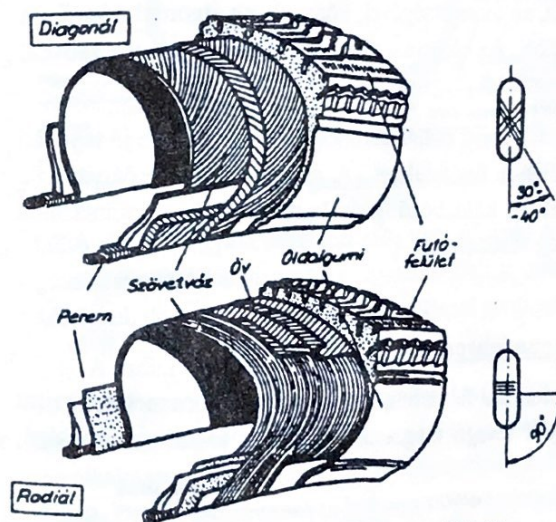
A vonóerőt és a fékező erőt a gumiabroncson keresztül viszik át a kerekek az útfelületre, e-mellett viselik a megterhelt kocsi teljes súlyát. Az útfelület és a gumikerék közötti súrlódással biztosítják a gépjármű haladási irányban tartását, rugalmasságuknál fogva pedig fokozzák az utazás kényelmét.

A gumikerékkel szemben több követelményt támasztunk. A legfontosabb követelmények:

- kis gördülési ellenállás,
- kismértékű melegeedés
- hosszú élettartam,
- nagy üzembiztonság
- futás közben minél kisebb zaj keltés.

Diagonál, - radiál gumiabroncsok felépítése

A gumiabroncsokat többféle változatban készítik. Előbb készültek a diagonál szerkezetű, majd később az előbbieket mellett a radiál szerkezetű abroncsok. A 105. ábrán bemutatjuk egymás mellett a két különböző szerkezetű abroncs felépítését.



105. ábra. A diagonál és a radiál gumiabroncs felépítése.

Az abroncs teherviselő szerkezeti része a szövetváz, amely gumírozott kordvázszalagból készül. Ezt rácsavarják az acélsodrony karikákra és célberendezések segítségével ebből alakítják ki a gumiköpeny alakját és méreteit. A nagyobb teherbírás érdekében több rétegben visznek fel kordvázszalagot. Diagonál abroncsok esetén az egyes rétegek kordszálai úgy keresztezik egymást, hogy a szálak iránya a kerék forgássíkjaival $30^\circ \div 40^\circ$ -os szöget zár be. Így a kordszálak mind radiális, mind kerületi erővel szemben rögzítik egymást. A szövetváz anyaga lehet kordvázszalag, szintetikus poliamid, (nylon, perlon) vagy finoman sodort acélhuzalokból készült szövet. Azért, hogy a keresztező szálak egymást ne károsítsák, az egyes kord rétegeket gumiba ágyazzák.

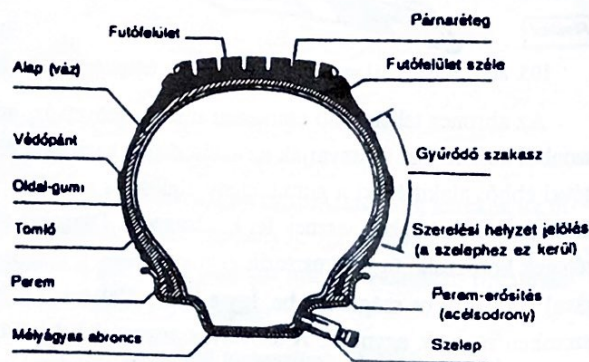
Az abroncs oldalán a kordvászakra, vékony gumiréteget vulkanizálnak. ez lesz a gyűrődő oldal. (A gumi belapulásakor ez a szakasz gyűrődik legerősebben.) A kerék talpán pedig kiképezik a futófelületet.

A radiál abroncs az előbbtől abban különbözik, hogy a kordvászalon szálai radiális irányban, a forgássíkra merőlegesen helyezkednek el. Radiális irányban a terhelést jól elviselik, azonban kerület irányában (pl. vonóerő, fékező erő esetén) már nem. Ezért a kordszálakat egy övvel össze kell fogni. Ezt az övet szintén kordvászomból készítik és a kordszálakra a futófelület alá vulkanizálják. Az öv kordszálai a kerület irányában futnak. így nagy vonóerő ill. fékező erő átvitelére képesek. Az öv mint egy henger fogja körül a kereket, ezért gyakran öv abroncsnak is nevezik. Gördüléskor az ütegenetlenségeken, az öv segítségével, könnyebben átgördül a kerék. A gördülési ellenállás így kedvezőbb. Az oldalvezető erő tekintetében szintén kedvező tulajdonságokat mutat.

A kerék talpán, mind diagonál mind radiál abroncsnál, kopás álló de jó tapadási tulajdonságú anyagból elkészítik a futófelületet. A megfelelő vonóerőátvitel ill. fékezőerő érdekében a futófelületet, különböző igényeknek megfelelően, mintázattal látják el. Ezek ismertetésére még visszatérünk.

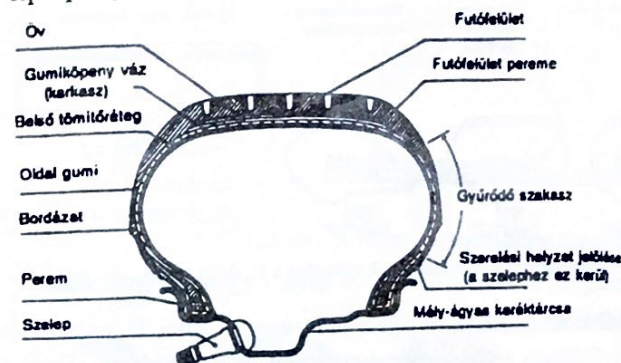
Tömlős és tömlő nélküli gumiabroncsok

A 106. ábrán egy kerékabroncsra felszerelt, tömlős gumiabroncs metszeti rajzát mutatjuk be. Jellemzője, hogy a levegő megtartására itt egy kis rétegvastagságú, végtelenített gumi tömlőt alkalmaznak. A levegő befűvése érdekében a tömlőbe egy szelepet vulkanizálnak, amit a kerékabroncs furatán ki-vezetnek. A tömlő védelmére a kerékabroncs és a tömlő közé tömlő védő szalagot szerelnek be.



106. ábra. Tömlős gumiabroncs keresztmetszeti rajza.

A 107. ábrán a tömlő nélküli abroncs keresztmetszeti rajza látható. Ennél a gumiabroncsnál, a levegő megtartása céljából, az abroncs belső felületére egy vékony légzáró gumiréteget vulkanizálnak. Az abroncs peremét, valamint a pántváll felületét, a jó légzárás érdekében simára készítik. A levegő befűvéására szolgáló szelepet pedig, gumi tömítéssel a kerékpántba szerelik.



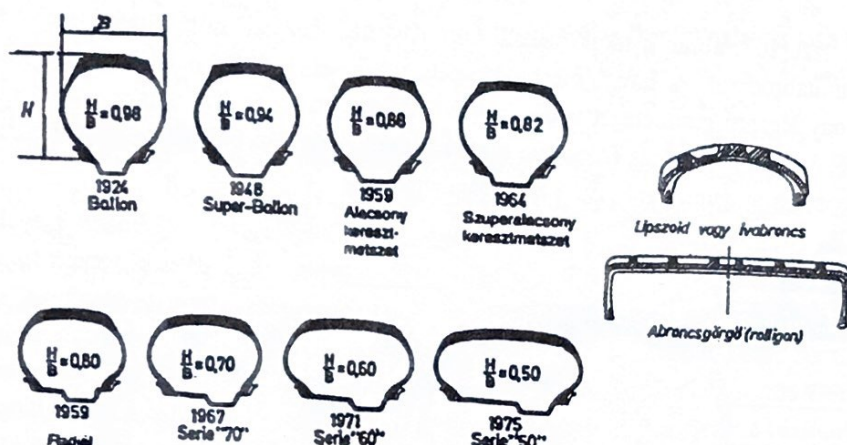
107. ábra. Tömlő nélküli gumiabroncs keresztmetszeti rajza.

Mindkét megoldásnak vannak előnyei és hátrányai. A tömlős abroncsnál, a tömlő szakadása esetén a levegő hirtelen megszökik, a kerék lapos lesz. Ez váratlan kormányzási problémát okozhat. A belső tömlő és a

külső abroncs egymásközt súrlódik, ami elősegíti a gumiabroncs felmelegedését. A gördülési ellenállás viszonylag nagyobb. Defekt esetén egyszerűbb és olcsóbb javító készlettel, de nagyobb munka - ráfordítással javítható.

A gumiabroncs teherbírása és ballonossága

Amint már említettük a kordvászak minősége és száma meghatározza a gumiabroncs teherbírását, ugyanakkor a gyártás során alkalmazott célberendezés, a kordvászak megfelelő vezetésével, meghatározza a gumiabroncs alakját. A fejlődés folyamán a gumiabroncsok mindig ballonosabbak lettek. A 108. ábrán látható rajz sorozat 1924-től 1975-ig bemutatja a gumiabroncs alakjával kapcsolatos változásokat.



108. ábra. A gumibroncs ballonosságának változása a fejlődés során.

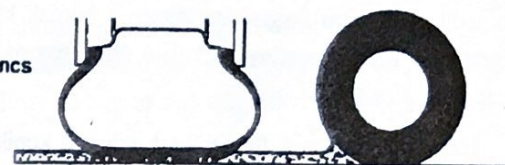
A gumibroncs ballonosságának jellemzője a H/B viszony. Ahol H az abroncs sugár irányú méretét a B pedig a szélességi méretét jelöli. A radiál abroncsoknál a szélességi méret növelése könnyebben megvalósítható, ezért a 0.80 - és annál kisebb H/B viszonyú kerek esetében főleg radiál szerkezetű gumibroncsokat készítenek. Ugyanitt bemutatjuk az érdekesség kedvéért, a főleg motorkerékpároknál alkalmazott "lipszoid vagy ív" abroncsot, valamint a versenyautóknál (pl. forma 1) alkalmazott abroncsgörgőt (roligon) is.

Vízenfutás (aquaplaning) jelenség, a futófelület mintázata

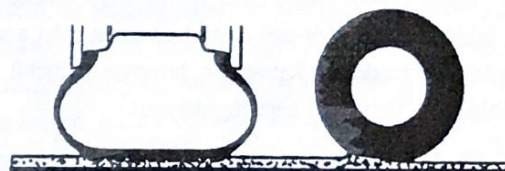
A vonóerő, valamint a fékerő átvitele tekintetében fontos, hogy a kerék és az út felület között minél tökéletesebb tapadó súrlódás jöjjön létre. Száraz, teljesen tiszta út felület, valamint sima futófelületű kerék esetén ez meg is valósulna, azonban az út felület soha sem tiszta és ha erre még a nedvesség is ráakad, a tapadó súrlódás, legfeljebb csak részlegesen jöhet létre. Ha pedig az út felületet, bizonyos rétegvastagságban víz fedi, a kerék alatt kezdetben víz keletkezik, majd a kerék felfut a vízre és megszakad a súrlódó kapcsolat az út felület és a kerék futófelülete között. Bekövetkezik a vízenfutás jelensége, az aquaplaning. Ettől kezdve a kerék irányíthatatlanná válik. Sem fékező - sem vonóerőt nem tud átvinni az út felületre.

A vízenfutás megelőzése, valamint a jobb tapadósúrlódás érdekében, a futófelületen bordákat és árkokat képeznek ki. A kerék gördülése során a bordák és az út felület közül kiszorul a víz az árkok felé, azok pedig kivezetik azt a futófelület alól, amint a 109. ábrán látható.

Jól mintázott gumibroncs
A gumibroncs
út-érintkezése jó.



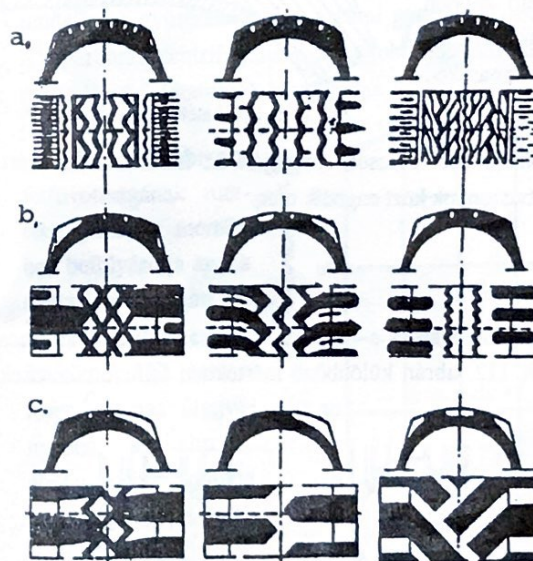
Rosszul mintázott
gumibroncs
A gumibroncs
víz-filmen úszik.



109. ábra. A vízenfutás (aquaplaning) kialakulása.

Attól függően, hogy milyen utakon közlekedik a gépjármű, a gumibroncsra

különböző mintákat készítenek. Kemény burkolatú, aszfalt vagy beton utakra a 110/a. ábra szerinti apró mintás gumikerek a megfelelő. Ez egy apró mintás abroncs amely száraz úton jól tapad, nem ráz, nem zajos, nedves úton pedig a sűrűn kiképzett árkok még elvezetik a vizet. Sárosabb vagy havas utakon a 110/b. ábra szerinti futóminta megfelelőbb. Ez a kerék a kiképzett mélyebb árkokkal több vizet és sárt tud oldal irányban kivezetni a futófelület alól.



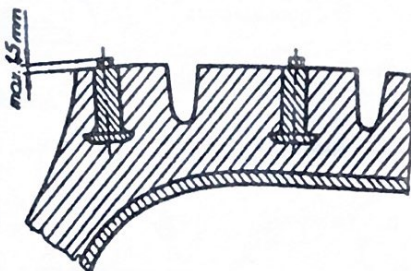
110. ábra. Különböző célra készített futóminták.

A 110/c ábrán látható futóminta, főleg terepjáró gépkocsikra alkalmas. A nagy bordákkal és mély árkokkal készült futófelület folytán, süppedékes, sáros utakon is elfogadható kapaszkodó képességet kölcsönöz a kocsinak. Amennyiben a bordákat V alakra képezik ki, szerelésnél ügyelni kell arra, hogy a V hegye a kerék forgásirányába mutasson. Ez esetben a kerék öntisztítóvá válik, mert a bordák közül a sár ki-

nyomódik. Ellentétes forgásirány esetén a bordák közé beszorul a sár és a kerék megcsúszik. Száraz kemény burkolatú úton, használata a nagyobb rázás és a zaj miatt előnytelen.

Használat közben a futófelület bordázata kopik. A bordák magassága kisebb lesz, ennek következtében az árkok mélysége csökken. Bizonyos mértékű kopás után az árkok már nem képesek a vizet elvezetni ezért a vízenfutás jelensége felléphet. A közlekedés rendészeti hatásai, bizonyos mértékű kopás után, a gumibroncs további használatát már nem engedélyezik.

A 111. ábrán egy téli útviszonyokra készített u.n. szeges (spikes) abroncs rajza látható. Az abroncs gyártása során a bordákba, kemény acélból készült szegecsket vulkanizálnak az ábrán látható módon. Ezeknek végei mintegy 1,5 mm-re kiállnak a gumiból és így jeges úton jól kapaszkodnak.

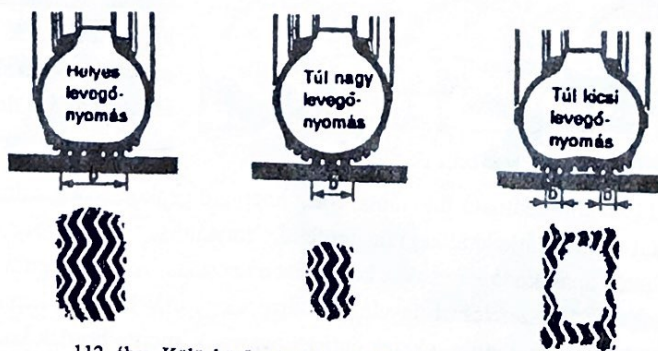


111. ábra. Szögbetétes gumibroncs.

Száraz úton azonban a kiálló acél csúcsok rongálják az útburkolatot, ezért használatát csak havas, jeges útviszonyok közt engedik meg.

A gumibroncs levegő nyomása

A gumikerék görbülési tulajdonságait és e - mellett az élettartamát, az abroncs felfúvottsága is befolyásolja. A 112. ábrán különböző mértékben felfúvott kerekek vázlatát mutatjuk be.



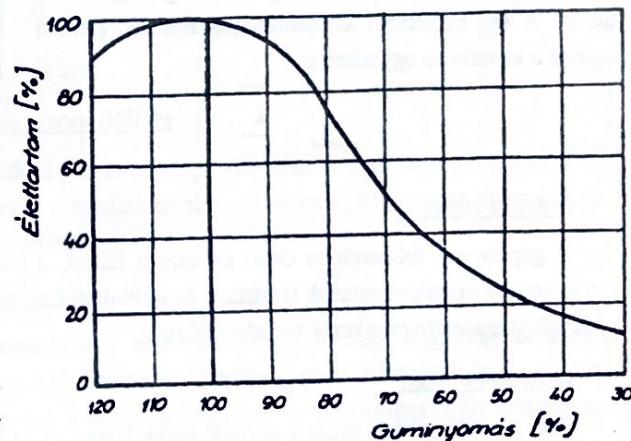
112. ábra. Különböző mértékben felfúvott kerekek felfekvése.

Helyes (előírt) levegőnyomás esetén a gumibroncs a futófelület teljes szélességében felfekszik az úttestre. Az abroncs oldala nem gyűrődik a szükségesnél jobban, de megfelelően rugózik és eléri a normál üzemben várható élettartamot. A futófelület helyes felfekvése folytán pedig kedvező tapadó súrlódás alakulhat ki a kerék és az útfelület között.

Túl nagy levegőnyomás esetén, az abroncs talpa kidomborodik. A kerék rugalmassága jelentős mértékben csökken. Az erős rázás az utasok számára kényelmetlenséget okoz, a kocsi szerkezeti részeit pedig károsítja. A csökkent felfekvési felület miatt, a fajlagos felületi nyomás megnő, ezért a keréktalp közepe gyorsan kopik. Sáross, nedves úton hamarabb megcsúszik.

Ha a levegőnyomás túl kicsi az abroncs oldalfala erősen gyűrődik, a kerék talpa pedig befelé hajlik, amint az az ábrán látható. A futófelület külső szélén fut a kerék, ami a futófelület külső szélénél a fokozott mértékű kopását okozza. Az oldalfalak rendellenes gyűrődése miatt a gumi gyorsan elhasználódik, az oldalfalak kitörnek. Kanyarban a centrifugális erő nagyobb mértékű gumideformációt okoz, ezért a kanyarodási tulajdonságok is romlanak.

A gumibroncs felfúvottságának mértéke jelentős mértékben befolyásolja annak élettartamát, amint azt az előbbiekben is láthattuk. A 113. ábra a levegőnyomás függvényében, az abroncs élettartamát mutatja be az elérhető optimális élettartamhoz viszonyítva.



113. ábra. A gumibroncs élettartama a feltöltési nyomás függvényében.

A gyártó vállalatok, minden gumibroncsra megadják, hogy mekkora nyomásig kell azokat felfúvatni. Általában ez a nyomásérték felel meg az optimális élettartamnak. Amennyiben ettől nagyobb, vagy kisebb nyomás mellett üzemel az abroncs, mindenképpen csökken az élettartama, ezen felül csökken az úttartás biztonsága is.

A gumikerék gördülési sugara

A gumikerék sugara nem állandó. Nagysága az abroncs légnyomásától, valamint terhelésétől és az üzemelés módjától függ. Ezért különböző kerék sugarakat állapíthatunk meg. 114. ábra.

Névleges sugár

A gumikerék névleges méreteiből számítható a 114. ábra jelöléseivel

$$r_{n\acute{e}v} = \frac{d + 2H}{2}$$

Szabad sugár

A legyártott és felfújt gumiabroncs mérete a névleges mérettől általában eltér. A valóságos, szabad kerék sugarat úgy határozhatjuk meg, hogy a kerékpántra felszerelt abroncsot az előírt nyomásra felfújuk és megmérjük a kerületét. A (k) kerületből kiszámíthatjuk a kerék szabad sugarát a következő egyenlettel:

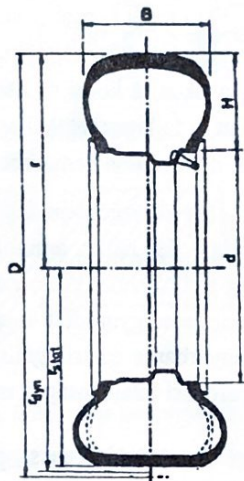
$$r_{szabad} = \frac{k}{2\pi}$$

Statikai sugár

A gépkocsira felszerelt és előírt nyomásra felfújt, a kocsí súlyával megterhelt kerék tengely - középvonalának távolsága az útfelülettől az r_{stat} statikai sugár. Értéke a levegő nyomásától és a kerék terhelésétől függ.

Dinamikai sugár

Az r_{din} dinamikai sugár a gördülő kerék középpontja és az útfelület közti távolság. Nagysága függ a kerék fordulatszámától, az abroncs rugalmasságától, valamint a deformációt létrehozó nyomaték nagyságától. Nagy fordulatszámánál, a megnövekedett centrifugális erő, különösen a puha radiál kerekeknél jelentősen megnövelheti a dinamikai sugár nagyságát.



114. ábra. A gumikerék sugara.

A gördülési sugár

Az a valóságos kerék sugár amelyen a gépjármű haladása közben gördül a kerék. Nagysága a kocsí terhelésétől és a gumiabroncs rugalmasságától, valamint a kerék és az útfelület közt létrejövő szliptól, nagymértékben függ. Értékét számítással megkaphatjuk, ha a kerék n fordulata alatt megtett útból, kiszámítjuk annak a képzeletbeli keréknek a sugarát, amely a valódi kerék sebességével halad, de az útfelületen csúszás és deformáció nélkül gördül.

Az előbbieket alapján a gördülési sugár számítása a rendkívül nehezen elvégezhető mérések miatt, igen bonyolult, de az egyszerű dinamikai vizsgálatoknál nincs is szükség a gördülési sugár változásainak számítására. A gyakorlat számára kielégítő, ha a szabad sugarat egy c_R tényezővel csökkentve vesszük számításba. Ez esetben a gördülési sugár

$$r_{görd} = c_R \cdot r_{szabad} = c_R \cdot \frac{k}{2\pi}$$

ahol $c_R = 0,93$ kisnyomású gumik esetén
 $c_R = 0,95$ nagynyomású gumik esetén.

A gumiabroncsok méretjelölései

A gyártó vállalatok, a gumiabroncsra alkalmazott betű és szám jelekkel, nemzetközi szabványok szerint megadják az abroncs méreteit és jellemző adatait. Kötelezően meg kell adni a következőket:

A gumiabroncs szélessége

Az első szám a gumiabroncs B szélességi méretét adja meg, diagonál abroncsnál angol hüvelykben, radiál abroncsoknál milliméterben. Előfordul, hogy mind a két mértékegységben megadják a szélességi méretet, ekkor azonban a hüvelykben megadott méret áll elől majd ferde törtvonal után írják fel a milliméter méretet.

A gumiabroncs szerkezete és a megengedett legnagyobb sebesség

Az abroncs szerkezetét betű vagy írásjellel adják meg. ez egyúttal jelöli a megengedett legnagyobb sebességet is. A következő táblázatban a diagonál és radiál abroncsok adatai láthatók, a régebbi szabvány szerint:

	Jelölés	Max. sebesség (km/h)
Diagonál abroncs	--	150
	S	170
	H	200
	V	200 felett
Radiál abroncs	R	160
	SR	180
	HR	210
	VR	210 felett

Az új szabvány szerint az előbbi táblázat szerinti jelölések megváltoztak, tekintettel azonban arra, hogy ezek az abroncsok még használatban vannak, ezen a helyen még ezt a felsorolást bemutatjuk.

Az új szabvány ECE (Economy Council for Europe) szerinti jelöléseket az alábbi táblázaton láthatjuk:

Betűjel	Max. sebesség (km/h)
L	120
M	130
N	140
O	megszűnt
P	150
Q	160
R	170
S	180
T	190
U	200
H	210

A kerékpánt átmérője

Az abroncs belső átmérője a kerékpánt átmérőjével megegyezik. Ezt a méretet diagonál abroncsoknál angol hüvelykben, radiál abroncsoknál angol hüvelykben vagy milliméterben adják meg.

Terhelhetőségi mutató

A mai abroncsoknál a terhelhetőséget a PR (Ply Ratting) szám jelöli. Ez megmutatja, hogy a szövetség szilárdsága hány hagyományos pamut-szövet réteg szilárdságának felel meg.

A PR szám ismeretében a gumiabroncs katalógus segítségével megállapítható, hogy az abroncs milyen mértékben terhelhető.

Diagonál abroncs jelöléseit a következő táblázat mutatja be:

	6.00 - 13 / 4 PR
A gumiabroncs névleges szélessége (6 hüvelyk)	
Diagonál abroncs (150 km/h max. sebességre)	
A kerékpánt átmérője (13 hüvelyk)	
A szövetség szilárdsága (katalógusból kivehető adat)	

Radiál abroncsok jelölései a régi szabvány szerint, az alábbi táblázatban láthatók:

	155 SR 13
A gumiabroncs névleges szélessége (155 mm.)	
Radiál abroncs (180 km/h max. sebességre)	
A kerékpánt átmérője (13 hüvelyk.)	

Az új ECE szabályozás szerinti jelölések radiál abroncsokra:

	165 / 70 R 13 89 T
Az abroncs szélessége (165 mm.)	
Keresztmetszeti viszony (70 %)	
Gumiabroncs típusa (radiál)	
Pánt átmérő (13 hüvelyk)	
Teherbírás (580 kg.)	
Max. sebesség (190 km/h)	

Egyes gyártó vállalatok, a táblázatban megadottakon kívül, még számos más adatot is feltüntetnek a gumiabroncsra. Ilyen jelölések például:

Tömlő nélküli = Tubeles, TB, TBL, SL.

Tömlővel szerelhető = Tube Typ, TT.

Acélkord gi. abroncs = ST Cord.

Félterep mintázat = MPT

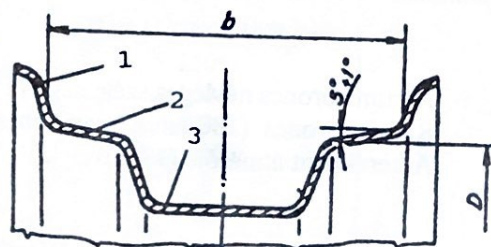
Terep mintázat = M&S

Szögbetétes terep gumi = M&S - E

6.2. Kerékpántok, keréktárcsák kiképzése

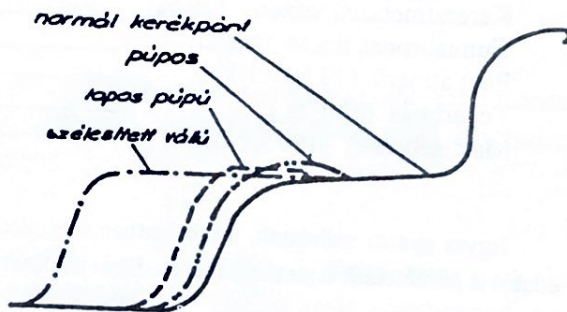
A felszerelt gumiabroncs a peremével, a kerékpántra feszül rá. A különböző igényeknek megfelelően a kerékpántok kivitele eltérő. Személygépkocsihoz a 115. ábra szerinti mélyágyas kerékpántot alkalmaznak.

Az abroncs drót sodronnyal merevített pereme a pántvállon feszül meg és a pántszarvra támaszkodik. A mélyágy a fel- és leszerelést teszi lehetővé. A tömlő nélküli abroncsok esetében a pántváll és az abroncs pereme között jó légzárást kell biztosítani. A jó légzárást elősegíti a púpos vagy a széles pántváll amelynek vázlatát a 116. ábrán mutatjuk be.



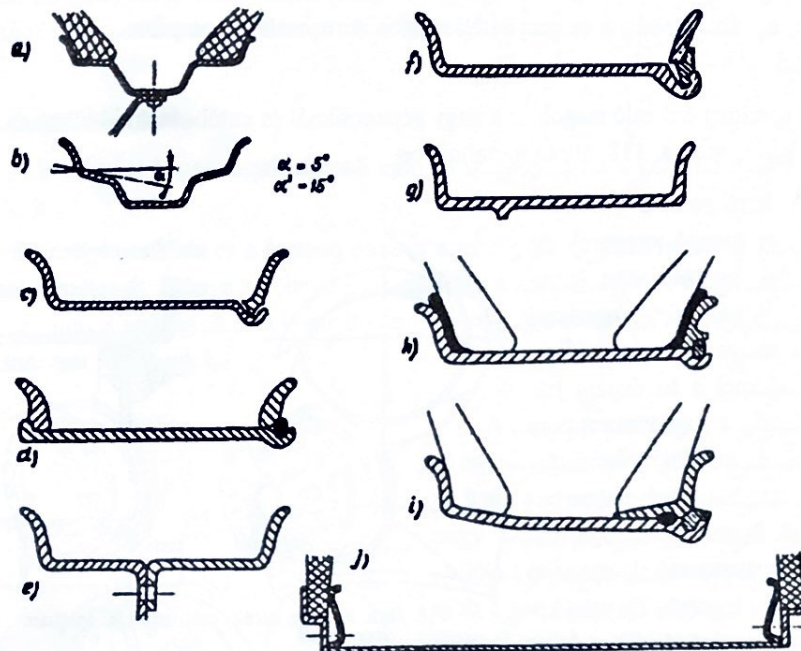
115. ábra. Szimmetrikus, mélyágyas, ferdevállú kerékpánt.
1. pántszarv; 2. pántváll; 3. mélyágy

A különleges kiképzésű pántvállak megakadályozzák, hogy a kocsikanyarodásánál fellépő oldalvezető erő az abroncs peremét a pántvállról letolja. Széles gumiabroncsok esetén alkalmazzák a széles vagy az aszimmetrikus vállú kerékpántokat.



116. ábra. Tömlő nélküli kerekéhez alkalmazott kerékpánt kialakítása.

A tehergépkocsik nagy méretű kerekei, mélyágyas kerékpánttal, a kemény gumi perem miatt általában nem szerelhetők. Ezekhez olyan kerékpántokat alkalmaznak amelyeket szereléssel szét lehet nyitni, vagy az egyik pántszarvat le lehet szerelni. A 117. ábrán ilyen kerékpántok keresztmetszetét mutatjuk be.



117. ábra. Különböző járművekhez készült kerékpántok.

A 117/a. és b. ábra a személygépkocsiknál alkalmazott mélyágyas kerékpántot, a c. d. f. ábra pedig olyan kerékpántot mutat be amelynél a gumiabroncs felszerelése érdekében az egyik oldalon a pántszarvat le lehet szerelni. Tehergépkocsik kemény peremű abroncsainál a mélyágyas kerékpánt nem alkalmazható, ezért itt a lapos ágyas kerékpántok kerültek alkalmazásra. Ezeknél az abroncs felszerelése után a pántszarvat egy rugalmas, felmetszett acélgyűrű biztosítja, amit a felfúvott gumiabroncs segít a kiesztérgált horonyban megtartani.

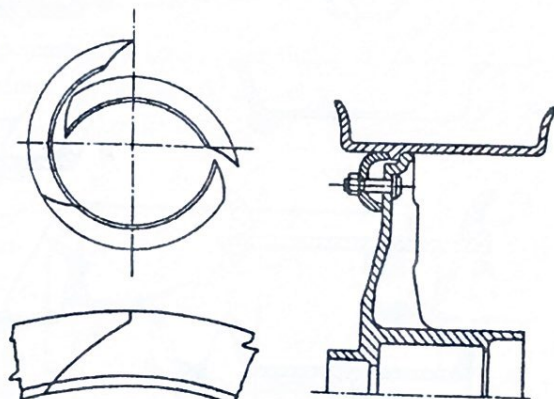
A kerék felfúvása közben a baleset megelőzése érdekében a biztonsági előírásokat kötelező betartani, különben az esetleg rosszul illeszkedő rugó gyűrű elrepülhet és súlyos balesetet okozhat.

A h és az i ábrán fekete árnyékolással azokat a tömítő szalagokat és tömítő gyűrűket jelöltük amelyeket a tömlő nélküli gumik esetén be kell építeni a laposágys kerékpántoknál.

A g és e ábrákon a szétszerelhető kerekeknél alkalmazott kerékpántokat ábrázoltuk, a j ábrán pedig a versenyautók roligon abroncsaihoz használatos kerékpántot vázoltuk.

Figyelmet érdemlő megoldás a nagy gépkocsiknál és autóbuszoknál alkalmazott trilex kerék, amit a 118. ábrán mutatunk be.

A kerékpánt a keréktárcsáról, a szorító csavarok és kengyelek bontása után leszerelhető. A pánt, ferde osztással három részre van vágva. Összeszerelésnél a kerékpánt három darabját a gumiabroncsba illesztik és ezután, a keréktárcsát a megfelelő helyzetben behelyezik és a kengyelekkel, valamint a csavarokkal, ebben a helyzetben rögzítik. Ez után kerül sor a kerék felfúvatására.



118. ábra. A trilex kerék, szétszerelt állapotban.

A kerékpántok méretjelölése.

Személygépkocsira:

	4	J	X	13	H2
A kerékpánt szélessége (4 hüvelyk)	_____	_____	_____	_____	_____
Pántsarv (J typ.)	_____	_____	_____	_____	_____
Mélyágyazású kerékpánt.	_____	_____	_____	_____	_____
A kerékpánt átmérője (13 hüvelyk)	_____	_____	_____	_____	_____
Mindkét oldalon púpos váll	_____	_____	_____	_____	_____

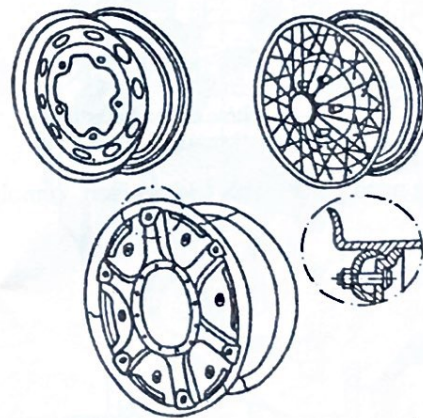
Teher gépkocsira:

	5,0	--	20
A kerékpánt szélessége (5 hüvelyk)	_____	_____	_____
Laposágyszású kerékpánt.	_____	_____	_____
A kerékpánt átmérője (20 hüvelyk)	_____	_____	_____

A keréktárcsák

A kerékpánt hegesztéssel, ritkább esetben szegeccseléssel a keréktárcsához kapcsolódik.

Személygépkocsikhoz és a legtöbb esetben a tehergépkocsikhoz is sajtolt keréktárcsákat készítenek. Előnye a könnyű gyárthatóság, a kis önsúly, a kis légellenállás, a kedvező hűtési viszonyok és a könnyű szerelhetőség. A 119. ábrán néhány jellegzetes keréktárcsát mutatunk be.



119. ábra. Az általában használt keréktárcsák.

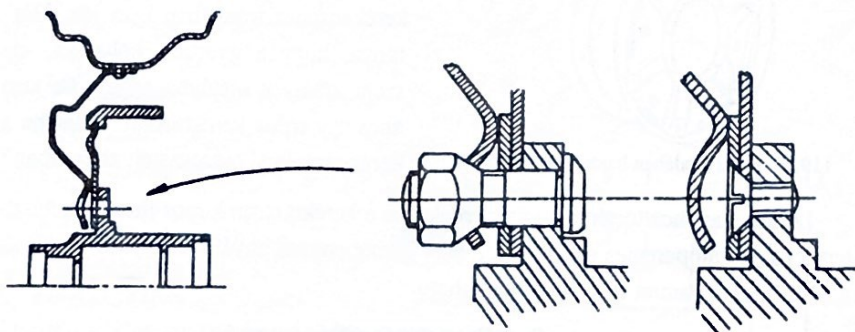
A sajtolt keréktárcsa mellett látható egy drótküllös keréktárcsa. Jellemzője, hogy a kerékabroncsot a kerékaggyal nagy szilárdságú acélhuzalból készült küllők kötik össze. Az önsúlya legkisebb a keréktárcsák között. A hűtési viszonyai mind a fékberendezés mind a kerékabroncs irányában igen jók. Hátránya, hogy a gyártása költséges, viszont könnyen meghibásodhat. Az alsó ábra egy trilex keréktárcsát mutat be a kerékpántokkal összeszerelt állapotban.

A kerékaggyhoz történő rögzítés érdekében a keréktárcsán kúpos furatokat készítenek és gömbperemes csavarokkal vagy gömbperemes anyákkal rögzítik a tárcsát a kerékaggyhoz, amint a 120. ábrán látható.

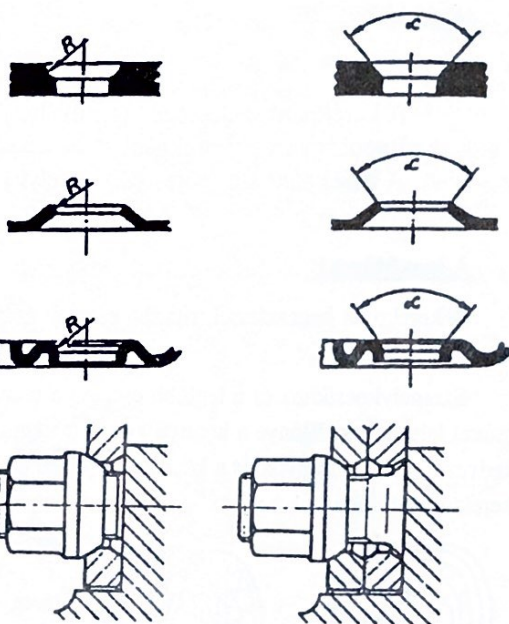
A túlhatározott illesztés elkerülése érdekében ez esetben a tárcsa középső furatát lazán illesztik a kerékaggyon. Amennyiben a kerékaggyon kiképzett peremmel központosítják a keréktárcsát, a felerősítéséhez finommenetű lapos kerékanyákat alkalmaznak. Ez a megoldás, általában a nehéz gépjárművek iker kerekeinél fordul elő.

A 121. ábrán a fékdob és a keréktárcsa, kerékagyra történő felszerelését szemlélítjük.

A kerékagyra először a fékdobot helyezik fel és 2 db. süllyesztett fejű csavarral a helyzetét meghatározzák. A kerécsavarokat átfűzik a kerékagy, majd a fékdob furatain és ezekre felhelyezik a keréktárcsát. Az alkalmazott gömbperemes anyákkal a rajz szerint központosítják és rögzítik a kereket. Amint a rajz mutatja a mind a vonóerőt mind a fékező erőt a kerécsavarok viszik át a kerékagy és a kerék között. A kerécsavarokkal szemben ezért mind az anyag mind a méretezés tekintetében, komoly követelményeket támasztunk.



121. ábra. A fékdob és a keréktárcsa felszerelése.



120. ábra. A keréktárcsa rögzítése és központosítása, gömbperemes kerékanyákkal.

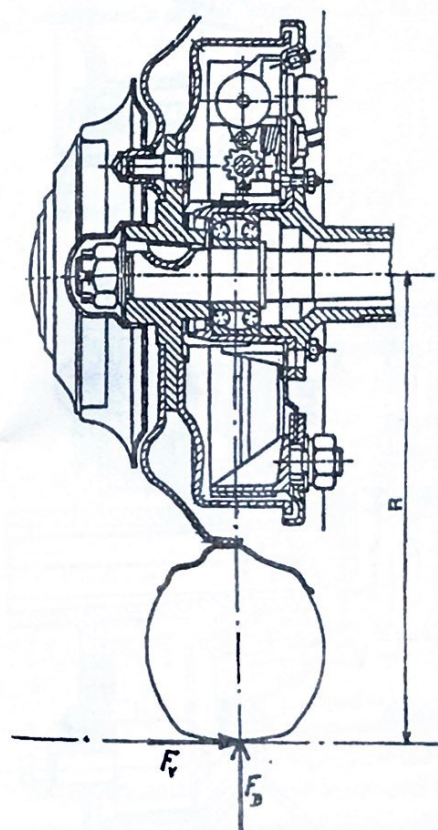
6.3. A kerekek csapágyazása

A gépjármű hajtott kerekei, a kerékagyon keresztül a hajtó tengelyhez csatlakoznak. A kerékagy rögzítését a tengelyen ékkel vagy íves retesszel és koronásanyával vagy, ha a tengelyen csatlakozó tárcsát készítenek, csavarkötéssel oldják meg. Ebben az esetben a tengelyt csapágyazzák a tengelytokban. A gépkocsi tengelyei, szinte kivétel nélkül gördülő csapágyon futnak. A kerékcspagyak megfelelő elhelyezésével a hajtótengely terhelését, jelentős mértékben befolyásolni lehet.

Nem kormányozott, hajtott kerék tengelyének, tehermentesítés nélküli csapágyazása

Az útfelület és a kerék érintkezési pontján ébred a tengelyterhelés reakció ereje az F_B erő, az F_v oldalvezető erő, valamint a tengelyen a hajtónyomatékból származó csavaró erő. Lásd 122. ábra.

Amint látható a keréktárcsa kagyló alakú sajtolása következtében, a kerék talpa alatt ébredő F_B erő hatásvonala a csapágy görgőpályáján ill. a görgőpályái közt halad keresztül. Abban az esetben, ha ez az erő a csapágytól távolabb hatna, hajlító nyomatékot ébresztene, amely minden tengelyfordulatnál változtatná az irányát és fáradásos törést okozhatna. Az ábra szerinti elrendezés esetén csak a nyíró igénybevétel marad meg, a hajlító igénybevétel elmarad. Az F_v oldalvezető erő a kocsikanyarodásánál az R gördülési sugáron ébresztett változó irányú nyomatékkal terheli a tengelyt. A két erőn kívül még a hajtó nyomaték ébreszt csavaró feszültséget a tengelyben.



122. ábra. Nem kormányozott, hajtott kerék tengelyének, tehermentesítés nélküli csapágyazása.

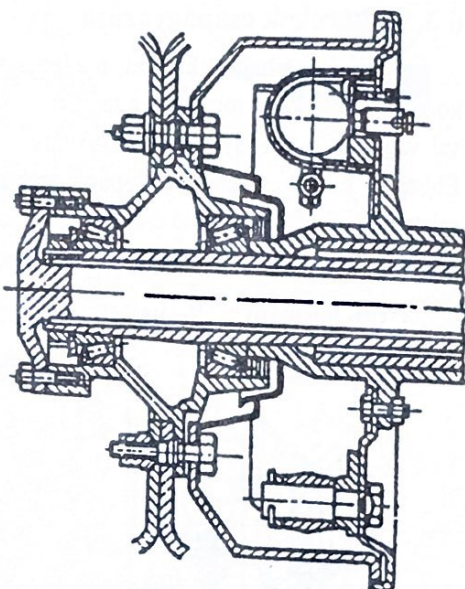
Nem kormányozott hajtott kerék tengelyének tehermentesített csapágyszáma

Nehéz gépkocsiknál, előszeretettel alkalmazzák a 123. ábra szerinti csapágyszáma. A megoldás jellemzője, hogy az általában ferde hatásvonallú csapágys belső gyűrűje nem a tengelyre, hanem a tengelytökre támaszkodik, a külső gyűrű pedig a kerékben, szoros illesztéssel helyezkednek el.

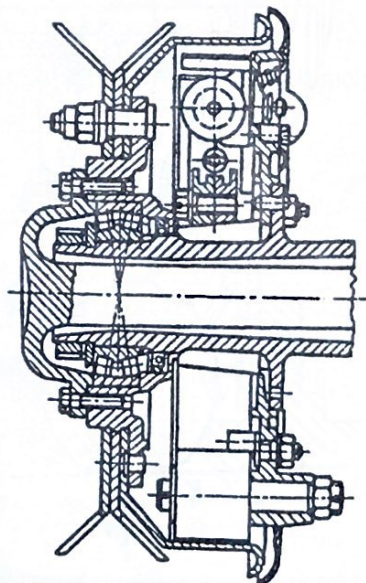
Az ábra alapján látható, hogy a nyíróerő és a hajlító nyomatékok csak a tengelytökre hatnak, a tengelyt csak a hajtónyomatékból származó csavaró feszültség terheli. Az ábrán 2 db. ferde hatásvonallú görgős csapágyat ábrázoltunk. Ezeknél a futófelület és a görgők közti játékot a szerelésnél kell beállítani. A beállítást a tengelytökon készített menet és anya segítségével lehet elvégezni. Az F_B erő hatásvonala a két csapágy között hat, az F_V oldalvezető erő által ébresztett nyomatékkal szemben a 2 db. csapágy megtámasztja a kereket.

Hajtott kerék tengelyének részlegesen tehermentesített csapágyszáma

A 124. ábrán olyan csapágyszáma látható, amelynek a kerékagy 1 db. önbeálló csapágygal a tengelytökre van csapágyszáma. A hajtó nyomatékokat a peremes tengely, csavarokon keresztül viszi át a kerékagyra. Terhelésből származó



123. ábra. Hajtott hátsó kerék tengelyének tehermentesített csapágyszáma.

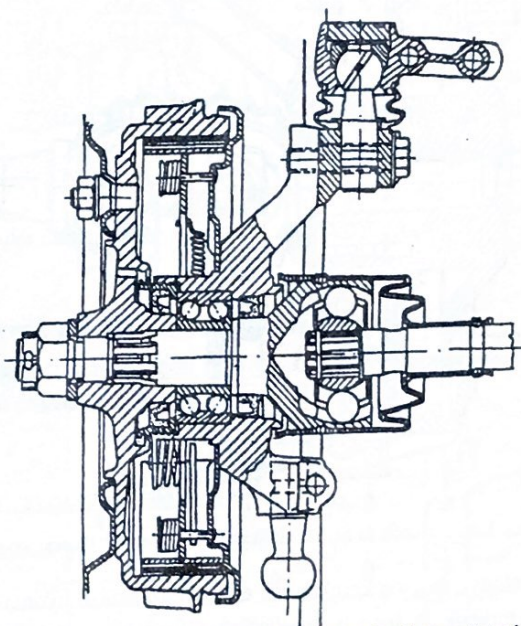


124. ábra. Hajtott hátsó tengely félig tehermentesített csapágyszáma.

nyomaték és nyíróerő a tengelyt nem terheli, mivel ezt a tengelytökre felveszi. Az F_V oldalvezető erő azonban az R karon nyomatékokat tud kifejteni ami a tengelyt hajlításra igénybe veszi. Ez az igénybevétel azonban, a terhelésből származó, változó irányú igénybevételhez viszonyítva lényegesen kisebb.

Kormányozott és meghajtott elsőkerék, tehermentesítés nélküli csapágyszáma

A meghajtott első kerék tengelyének csapágyszáma, a rövid csonttengely, valamint a meghajtó kardáncsukló miatt nagyobb figyelmet igényel. A 125. ábrán egy tehermentesítés nélküli, kormányozott és meghajtott elsőkerék csapágyszáma látható.

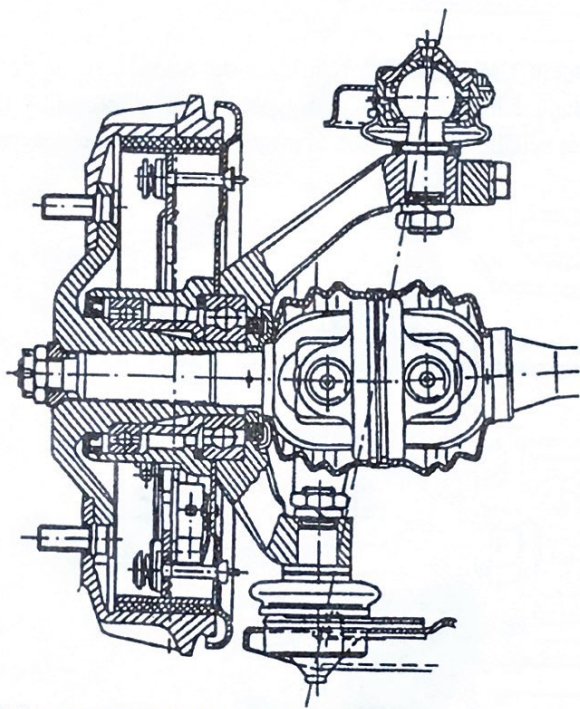


125. ábra. Meghajtott és kormányozott elsőkerék tengelyének tehermentesítés nélküli csapágyszáma.

Az alkalmazott kétsoros golyós csapágy külső gyűrűje az acélöntvény házban, a belső gyűrű pedig a csonttengelyen illeszkedik. A terhelésből származó hajlító és nyíró, valamint az oldalvezető erő által ébresztett nyomaték közvetlenül a tengelyt veszi igénybe. Könnyű személygépkocsiknál ezt a megoldást elterjedten alkalmazzák.

Kormányozott és hajtott elsőkerék tehermentesített csapágyazása

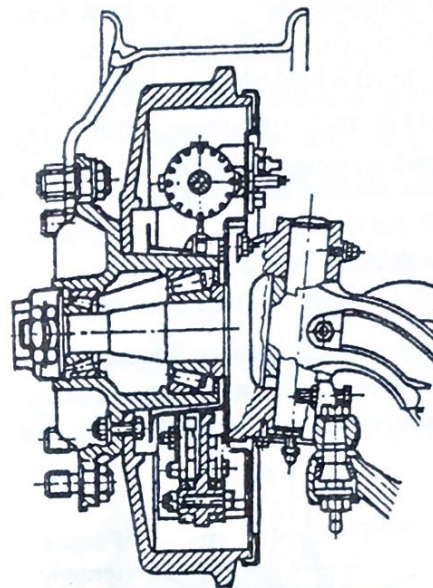
Amint a 126. ábrán látható, ennél a megoldásnál a kerékagyat, tengelyirányban megnyújtották úgy, hogy arra két db. gördülő csapágy belső gyűrűjét rá illeszthették, a külső csapágygyűrűk az öntvény ház csapágyfészkeiben illeszkednek. Az így csapágyazott kerékagyat, kúpos illesztéssel és ékkel, valamint koronás anyával rögzítve, közvetlenül a tengelyre szerelték.



126. ábra. Kormányozott és hajtott elsőkerék tehermentesített csapágyazása.

A megoldás előnye, hogy a kerékre eső erőkből származó nyomatermek és nyíró erő a kerékagyat terhelik. A tengely csak csavaró igénybevétellel van terhelve. Az ismertetett megoldás, az előbbihez viszonyítva biztonságosabb de bonyolultabb és költségesebb, ezért főleg nagyobb kocsiknál alkalmazzák.

Kormányozott, szabadonfutó elsőkerék csapágyazása



127. ábra. Szabadonfutó, kormányozott elsőkerék, tehermentesítés nélküli csapágyazása.

Régebben, főleg tehergépkocsiknál alkalmazták a 127. ábra szerinti csapágyazást.

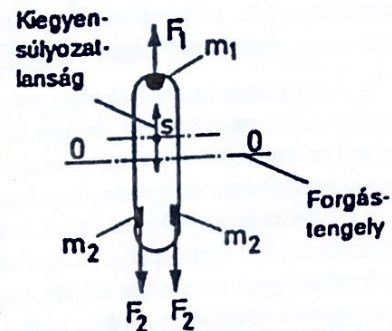
Amint az ábrán látható, a tengely-csonkra illesztették a két db. csapágy belső gyűrűjét, míg a külső gyűrűk a kerékagyban illeszkednek. Az alátámasztó erő hatásvonala a csonktengely tövéénél lévő csapágy gördülő pályáján megy keresztül. Az F_v oldalvezetőerő által ébresztett nyomaterk azonban a csonktengelyt igénybe veszi. Tekintettel arra, hogy a tengely nem forog, a nyomaterk iránya nem változik, így a fűrésztő igénybevétel elmarad.

6.4. A gépjármű kerekeinek kiegyensúlyozottsága

A jármű kerekei kétféleképpen lehetnek kiegyensúlyozatlanok. Az egyik lehetőség a statikus, a másik a dinamikus kiegyensúlyozatlanság.

Statikus kiegyensúlyozatlanság

A gumiabroncs gyártása során előfordulhat, hogy a kerülete mentén valahol tömegtöbblet keletkezik. Ez az m_1 tömegtöbblet a kerék S súlypontját eltolja a tengely középvonalából. A kerék forgása közben ezért F_1 forgó tömegerő (centrifugális erő) ébred. Lásd 128. ábra.

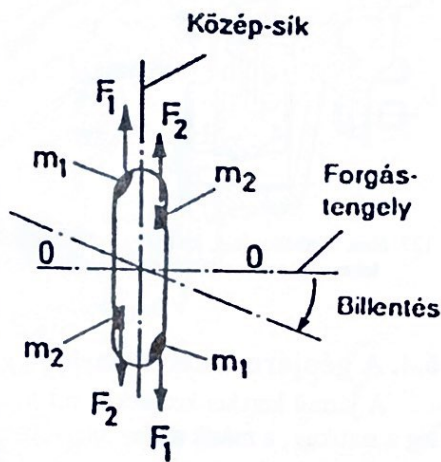


128. ábra. Statikus kiegyensúlyozatlanság.

Ha a kerék középső síkján helyezkedik el a tömegtöbblet, a keletkezett forgó tömegerő miatt a kerék ugrálva gördül, ami hátrányosan befolyásolja a kerék és az úttest közötti kapcsolatot. A jó úttartás érdekében ezért, a kerék ellentétes oldalán elhelyezett ellensúllyal ezt ki kell egyenlíteni. Mivel a keréktalpon az ellensúly nem helyezhető el, a kerékabroncsra erősítenek fel 2 db. $m_1/2 = m_2$ tömegű ellensúlyt az ábra szerint. Az ébredő $F_2 + F_2$ forgó tömegerő így egyensúlyt tart az F_1 forgó tömegerővel.

Dinamikus kiegyensúlyozatlanság

Amennyiben az m_1 tömegtöbblet nem a kerék középső forgássíkjában helyezkedik el, az ébredő F_1 forgó tömegerő, egy bizonyos nagyságú karon hatva, a forgássíkjából is kitéríteni igyekszik a kereket. 129. ábra. Amennyiben a kerék ellentétes oldalán, az ábrán látható módon m_1 -el azonos nagyságú tömeget helyeznénk el, a statikus kiegyensúlyozást megoldaná, azonban az ébredő ugyancsak F_1 forgó tömegerő a kerék billenését kétszeresére növelné.



129. ábra

Ezt a hibát csak dinamikus kiegyensúlyozó berendezésen lehet vizsgálni. Kiegyensúlyozását pedig a kerékabroncsra felerősített ellensúlyokkal lehet megoldani.

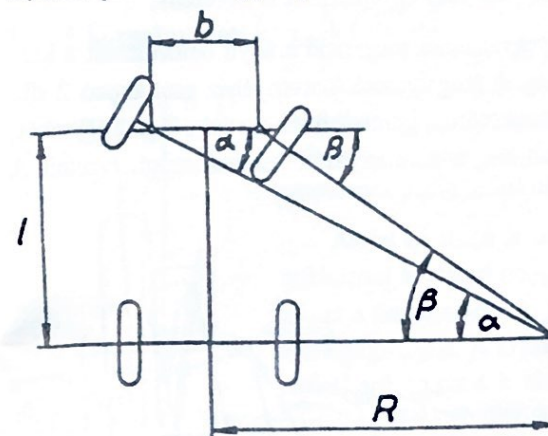
A dinamikus kiegyensúlyozatlanság a kerék szitáló mozgását okozza, ami nem azonos a pörgettyű hatással, de igen hátrányos mind vonóerő átadásnál, mind fékezésnél az úttartás tekintetében. A kerekek szitáló mozgása pedig rezgéseket idéz elő a kocsi futóművében és kormányművében, azok igénybevételét és így kopásait fokozza. Ugyanakkor a szerkezeti részek rezgő mozgása energiát igényel, ami a motor teljesítményéből vonódik el és többlet üzemanyagfogyasztást eredményez. A kerekek szögsebességnek növekedése folytán, nagy sebességeknél, az említett hátrányok hatványozottan növekednek. Érdeke tehát a jármű üzemeltetőjének, hogy járműve kerekeinek kiegyensúlyozottságát minél gyakrabban, de főleg kerékcseré vagy gumiabroncs csere esetén ellenőriztesse.

7. A gépjárművek kormányzása

A közúti gépjárműveknél a haladás irányába eső első kerekeket kormányozzák. A közlekedés tekintetében ez az előnyösebb, mert kanyarodás esetén a kocsi orra mozdul a kanyarodás irányába és ezt követi a hátsó kerék. A gépkocsi vezető így a kocsi mozgását jól ellenőrizheti.

Régebben az autózás kezdetén, amikor még a lóvontatású fiakereket akarták motorral hajtani, próbálkoztak az u.n. forgószámolyos kormányzással. Forduláskor azonban ennél az egyik kerék befordult a kocsi alá és így a kocsi borulékonyra vált. Ezért hamarosan áttértek a tengelycsonk kormányzásra.

Amint már említettük, kanyarodásnál a kerekek akkor gördülnek csúszásmentesen, ha a kanyarban gördülő összes kerék tengelyének meghosszabbított középvonala, a kanyarodás középpontjában metszi egymást a 130. ábrán látható módon.



130. ábra. A csúszásmentes gördülés feltétele, kanyarban.

Az előbbi feltételek csak úgy elégíthetők ki, ha a két kormányozott kereket különböző szögben fordítják a kanyarodás irányába. Az ábrán is látható, hogy a kanyar belső ívén forduló kerék nagyobb szögben fordul be mint a külső ívén forduló. A két kerék elfordulási szögére, a 130. ábra jelöléseivel a következő összefüggések írhatók fel:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{R + \frac{b}{2}}{l}$$

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{R - \frac{b}{2}}{l}$$

A két egyenletet egymásból kivonva:

$$\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta = \frac{R + \frac{b}{2}}{l} - \frac{R - \frac{b}{2}}{l} = \frac{b}{l}$$

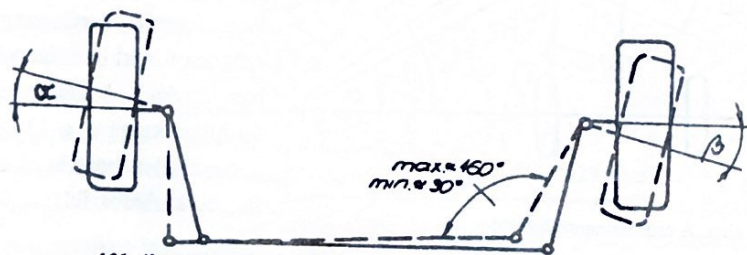
Rendezzük a külső kerék elfordulási szögére az egyenletet:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \beta + \frac{b}{l}$$

$$\alpha = \operatorname{arc} \operatorname{ctg}(\operatorname{ctg} \beta + \frac{b}{l})$$

Az egyenletet amely a külső íven futó kerék elfordulási szögét a belső íven futó kerék elfordulási szögének függvényében megadja, az az a csúszásmentes gördülés geometriai feltételét írja le, a kormányzás alap egyenletének is nevezzük.

A kormányozott kerekek, alapegyenletnek megfelelő arányú befordítását a kormánytrapéz végzi. Szerkezeti részei: A tengelycsont öntvényéhez csatlakozó 2 db. trapézkar amelyeket a kormány-összekötőrúd, gömbcsuklós csatlakozással összeköt. A trapézkarok szögállása határozza meg a kormányozott kerekek szöghelyezeteit A 131. ábra. szerint.



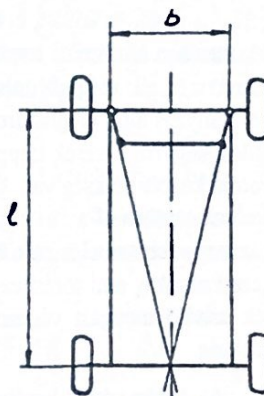
131. ábra A kormánytrapéz és a kormányozott kerekek kapcsolata.

Kormányzás esetén a kedvező erőátadás érdekében az összekötőrúd és a trapézkar által bezárt szög max. 160° és min. 30° lehet, ami a legnagyobb kerék elfordulási szöget és ezzel a legkisebb fordulási kört meghatározza.

A kormánytrapéz méreteit többféle módon is ki lehet szerkeszteni, azonban a legtöbb esetben a Causant féle szerkesztési módot alkalmazzák. A megszerkesztett trapéz nem minden kormány helyzetben elégíti ki maradéktalanul az alapegyenletben meghatározott követelményeket, de azokat jól megközelíti. Minél kisebb sugáron

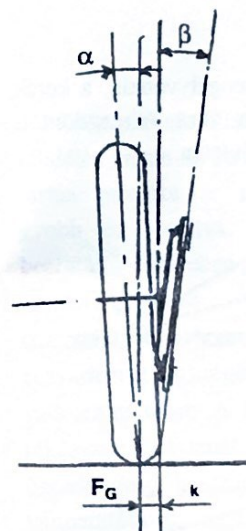
fordul a gépkocsi, az eltérés annál nagyobb. Ezt kormányzási hibának tekintjük. Tekintettel azonban arra, hogy ilyen esetben a sebesség is kicsi, a gumikerék deformációja is kiegyenlítés irányában hat, a gyakorlatban ez a hiba nem okoz problémát.

Olyan járműveknél, ahol a tengelytáv és a függőcsapszgek távolságának aránya $l/b \approx 2$ a kormány trapéz pedig a tengely mögött helyezkedik el, a 132. ábra szerinti szerkesztéssel is jó közelítéssel megszerkeszthető a kormánytrapézkarok szöghelyezete. Az ábra szerint egyenes haladási irányba fordított kerekek mellett, a trapézkarok meghosszabbított vonala a kocsi középvonalán, a hátsótengely közepén metszi egymást.



132. ábra. A kormánytrapéz szerkesztése.

A kormányozott kerekek helyzete, kerékdőlés, csapterpesztés



133. ábra. A kormányozott kerék szöghelyezetei.

A kormányzás megkönnyítése, valamint a jó úttartás érdekében a kormányozott kerekek a függőleges síkhoz viszonyítva, néhány szögfokkal, általában kifelé, a függő csapszgek pedig befelé dőlnek, a 133. ábra szerint.

Amint az ábrán is látható az α szögben döntött kerék, útfelülettel érintkező pontjától k távolságra metszi az útfelületet a függő csapszeg β szögben döntött, meghosszabbított középvonala. A kerék és az útfelület között hat az F_G terhelő erő, ha ezt a k távolsággal, a megszorozzuk

$$M = F_G \cdot k$$

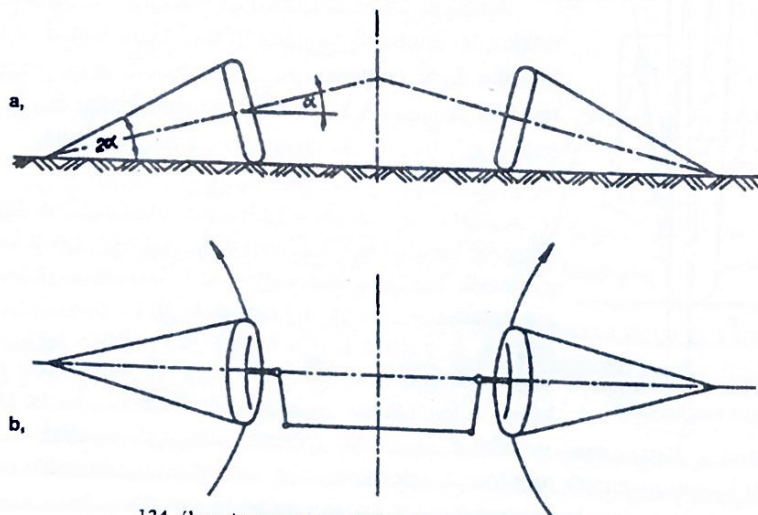
nyomatékot kapunk, amellyel kormányozásnál, a függőcsapszeg körül el kell fordítani a kereket. Az így a kapott nyomaték terheli a kormánytrapézt, a kormánygépet és meghatározza a kormánykeréken kifejtési szükséges kézi erőt. A k méretű kart a kormányozott kerék legördülési sugarának nevezzük. A kormányzási erő csökkentése érdekében, a legördülési sugár méretét részben a kerék kifelé, valamint a függőcsapszeg befelé döntésével (terpeszbe állításával) rövidítik. Az így kapott kisebb nyomaték már kisebb igénybevételeket ébreszt az előbb említett szerkezeti részekben és a kormányzási erő is komoly mértékben csökken. Nem lenne jó azonban, ha a legördülési sugár mérete nullára csökkenne, mert abban az esetben a

kerék és az útest között, kormányozásnál csúszó súrlódás jönne létre ami az úttartás tekintetében hátrányos lenne. Egy optimális k távolság esetén azonban, kormányzásnál a kerék még gördülve fordul, így a megfelelő oldalvezető erő segítségével a kormányzás által meghatározott irányban halad. Megállapítható tehát, hogy a legördülési sugárra a kerék talppontja valamint a függőcsapszeg középvonalának dőléspontja között szükség van. Optimális esetben ez megkönnyíti a kormányzást és a vezetővel érzékelteti az út egyenetlenségeket. Túl nagy legördülési sugár esetén azonban nagyobb terhelés esik mind a kormánytrapézra, mind a kormánymű többi szerkezeti részére, ami töréshez is vezethetne. Az útegyenetlenségek miatt a kormánykerék szítáló mozgást végezne, a kormányozáshoz pedig nagyobb kézi erőre lenne szükség.

Az ábrán vázolt kerékdőlés, valamint csapterpesztés esetén, pozitív kerékdőlésről és pozitív legördülési sugárról beszélünk. Előfordulnak olyan futóművek is ahol a függőcsapszeg középvonalának dőléspontja a kerék talppontján kívül esik. ekkor a legördülési sugár negatív. Ez a megoldás főleg fékezésnél nyújt bizonyos előnyöket.

Kerékösszetartás

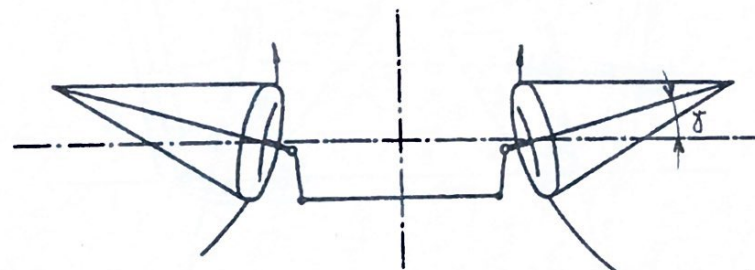
Az α szögben kifelé döntött kerék, meghosszabbított tengelyvonala, a kerék talppontjától bizonyos távolságra metszi az útfelületet. 134/a. ábra. A megdöntött kerék ezért úgy gördül, mintha egy kúpot gurítanánk el az útfelületen.



134. ábra. Az α szögben kifelé döntött kerék gördülése.

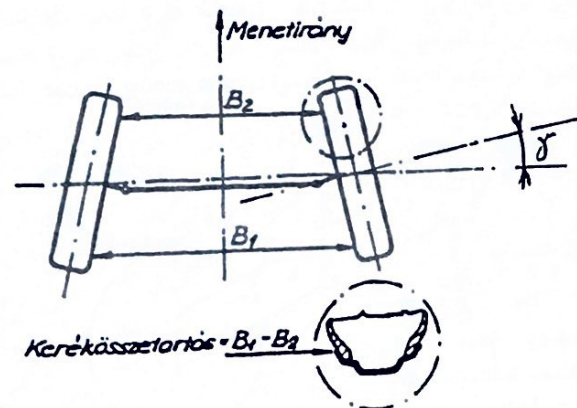
Amint a 134/b ábra felülnézetben mutatja, a kerék a kúp csúcspontja körüli íven akar gördülni, vagy is kifelé tart. A megkívánt egyenes irányú haladás esetén ezért a kerék megcsúszva tud csak haladni. A csúszás viszont bizonytalan úttartást és fokozott mértékű gumikopást eredményez.

A csúszásmentes gördülés érdekében a két kormányozott kerék síkját bizonyos γ szögben befelé fordítják a 135. ábrán látható módon. Ezzel elérik, hogy a kerekek gördülési iránya a haladási iránnyal egybe esik és a kerékcsúszás minimálisra csökken. Ezt a beállítást nevezik kerékösszetartásnak.



135. ábra. A kerekek befelé fordítása.

A kerékbefordítás mértéke összefügg az α kerékdőlési szöggel. Nagyobb kerékdőlés esetén az összetartás mértéke is nagyobb és fordítva. A beállítás érdekében a kormánytrapézon az összekötőrud hosszát, csavarment segítségével változtatni lehet. A kerékösszetartást tehát az összekötőrud hosszának változtatásával, a 136. ábrán felülnézetben vázolt módon, változtatják.

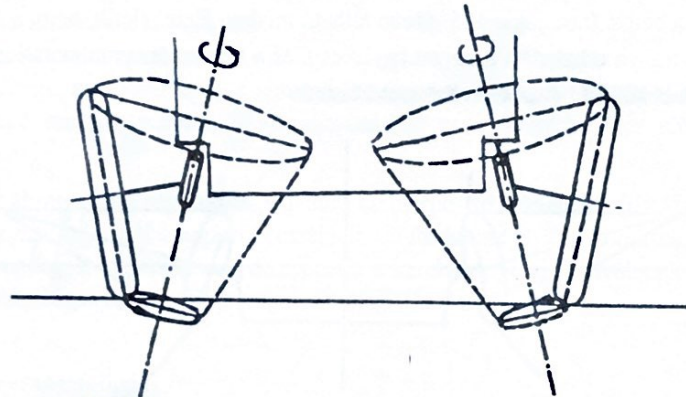


136. ábra. A kerékösszetartás és mérése.

Tekintettel arra, hogy a kerék középső síkját nehéz lenne meghatározni, a kerékösszetartás mérésénél, a kerékpántszarvhoz illesztjük a mérőeszközt, az ábra szerint. A kerékösszetartás mértéke a $B_1 - B_2$ távolság különbsége.

A csapterpesztés, valamint a csap hátradöntésének hatása az úttartásra

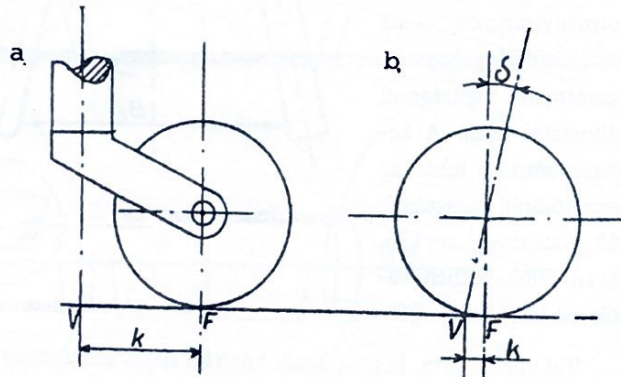
A kocsitest a függőcsapszegen keresztül kapcsolódik a kormányozott kerek-
hez. A csapterpesztés, valamint a csap hátradöntés miatt, kormányozásnál, ha a ke-
rekeket a csap körül forgatnánk, azok a 137. ábrán bemutatott pályát járnák be.



137. ábra. A kormányozott kerek elfordulása a terpeszbe állított csapszegen körül

Az ábra alapján látható, hogy az elforduló kerek megemeli a kocsitestet. Legmélyebb ponton akkor helyezkedik el a kocsitest amikor a kerek egyenes irányban haladnak. Mivel mindig a legmélyebb helyzetben akar lenni a kocsitest, súlyerejével a kerekeket, a kanyar után mindig egyenes haladás irányába igyekszik állítani, ezzel a gépjármű vezetőjének segít a járművet egyenes irányban tartani.

Az egyenes irányú haladásban tartást a függőcsapszeg hátradöntése is segíti. A 138. ábra segítségével próbáljuk ezt szemléltetni.



138. ábra. Függőcsapszeg hátra döntése.

A 138/a ábrán egy zsúrkocsi kereke látható. A függőleges csapszeg és a talaj dőléspontját nevezzük el V vezetőpontnak, ettől k távolságra van a kerék F futáspontja. Ha a kocsit valamilyen irányban megtoljuk, a kerék F futáspontjában ébredő súrlódási erő k karon $M = F \cdot k$ nyomatékkal a kereket a haladás irányába a V vezetőpont mögé fordítja. A kerék így mindig a tolóerő irányában halad. Hasonló helyzet áll elő a hátsókerek hajtású gépkocsi szabadon futó első kerekénél is, ha a függőcsapszeget a 138/b ábra szerint δ szögben hátra döntik. Az F futáspont a k karon képződő nyomatékkal a kereket a V vezetőpont mögé fordítja. Így segíti a kocsi irányban tartását.

Elsőkerek hajtás esetén a vonóerő az F pontban ébred és átveszi a vezetőpont szerepét. Ilyen esetben a csap hátradöntése csak kisebb mértékű, legfeljebb $+5^\circ$ lehet de előfordul a negatív $-1^\circ \div -1,5^\circ$ előre döntés is. Ez a gépkocsi adottságaitól függ.

7.1. A kormányozott kerek beállítása, gömbcsuklók

Összefoglalva az eddig elmondottakat, a gépjármű kormányzott kerekeinél a következőket kell beállítani:

- 1./ kerék dőlés $\alpha \approx 0 \div 3^\circ$
- 2./ csap terpesztés $\beta \approx 5 \div 12^\circ$
- 3./ csap hátra dőlés $\delta \approx 0 \div 12^\circ$ (hátsó kerék hajtás esetén)
 $\delta \approx -1,5 \div +5^\circ$ (elsőkerek hajtás esetén)

A feltüntetett adatok hozzávetőleges értékűek. Leghelyesebb az egyes típusok esetén a szervizkönyvben, a gyártó vállalat által, kísérletek útján megadott értékek alkalmazása.

A kormányrudazat, gömbcsuklók

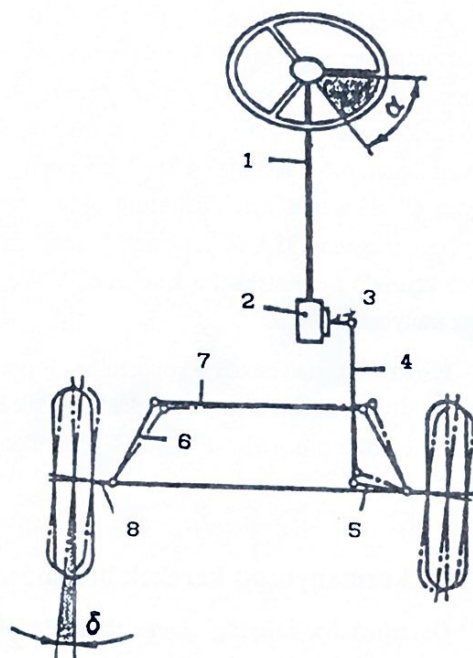
A kormányozott kerekeket a kormánygéppel és a kormánykerékkel a kormányrudazat köti össze a 139. ábrán látható módon.

A kormánykerék α elfordítási szögéhez, a kormányozott keréken egy kisebb δ elfordulási szög tartozik. Ez a szögáttétel részben a kormánygép, részben a rudazat méreteinek függvénye. Előnye, hogy jelentős mértékben csökkenti a kormányzáshoz szükséges kézierőt. A szögáttétel, személygépkocsiknál $9 \div 15$ tehergépkocsiknál általában $20 \div 25$ között szokott lenni.

A rudazat gömbcsuklókkal csatlakozik egymáshoz és a fordító karokhoz. Ez lehetővé teszi, hogy mind síkban mind térben el tudnak fordulni és követni tudják a futómű lengéseit. A 140. ábrán különböző megoldású gömbcsuklókat mutatunk be.

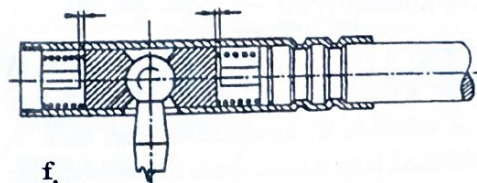
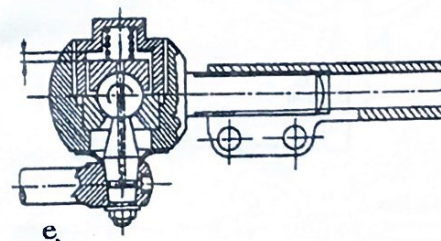
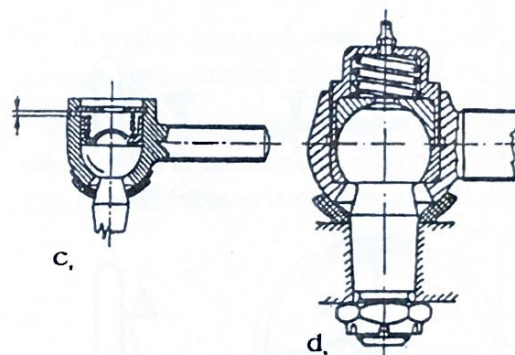
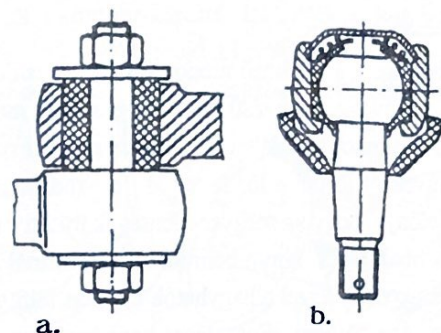
A 140/a ábra egy egyszerű szilentblokk csuklót mutat be. Kisebb kocsiknál alkalmazzák.

Egyszerűsége mellett további előnye, hogy zajtalan és kenést nem igényel. A 140/b ábra, személygépkocsiknál alkalmazott, gömbfejű kúpos csapszeget ábrázol amit textil bakelit csészék fognak körül. A csészék hézagmentes illeszkedését a gömbcsapszege, a felette lévő acéltányéron keresztül, egy kúpos rugó biztosítja. Mind a gömbcsap mind a persely jó kopási tulajdonságokkal rendelkezik. Szerelésnél grafitos csapágyzsírral feltöltük és a további üzemeltetés során már kenést nem igényel. A csapszeg nyakánál a műgumi karmantyú a por bejutását megakadályozza ezzel megvédi az illesztett súrlódó felületeket a por által okozott rendellenes kopástól. A 140/c ábra szintén személygépkocsikon alkalmazott kisebb igénybevételre alkalmas, kenést nem igénylő gömbcsuklót ábrázol. A 140/d ábrán bemutatott gömbcsukló már nagyobb igénybevételekre is alkalmas.



139. ábra. A kormányrudazat

- | | |
|--|------------------------|
| α A kormánykerék elfordítás szöge | 5 fordítókar |
| δ kerék elfordulás szöge | 6 trapézkar |
| 1 kormányrúd | 7 kormány összekötőrúd |
| 2 kormánygép | 8 csonk tengely. |
| 3 irányzókar | |
| 4 kormány tolórúd | |

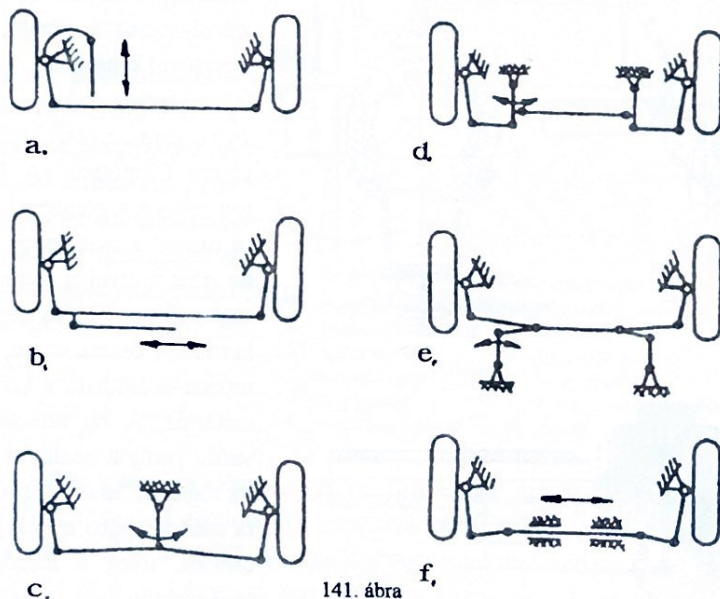


140. ábra. Különböző kivitelű gömbcsuklók.

Az acél gömbfejet körülvevő acélcsészék már nagyobb terhelést is kibírnak. A csészéfeleket a felettük lévő spirálrugó, a hézagmentes illeszkedés érdekében összeszorítja. Mivel az acél persely és az edzett gömbcsap jó siklási tulajdonságai csak kenés mellett biztosíthatók, a gömbcsészéket összefogó fedélén elhelyezett zsírzószemen keresztül, csapágyzsírral kenni lehet. Hasonló jellegű gömbcsuklót mutat a 140/e ábra az összekötőrúddal szerelt állapotban. A felhasított csőben a gömbcsukló szára menettel csatlakozik. Ezzel be lehet állítani a rúd hosszúsági méretét, amennyiben ez a kormány összekötőrúd, ilyen módon beállítható a kerékösszetartás. A két átmenő csavarral pedig a beállított méretet rögzíteni lehet. A 140/f ábra szerinti rúd épített gömbcsuklót, főleg a mezőgazdasági traktoroknál vagy pótkocsiknál alkalmazzák.

A kormányrudazat különböző elrendezései

A 141. ábrán a kormánytrapéz rudazatának különböző módon történő elrendezéseit mutatjuk be. Az a. ábra egy hagyományos elrendezésű kocsí, csigás vagy metorsós kormánygépéhez alkalmazható rudazatot szemléltet. A b. ábra szerinti rudazat többnyire a fogasléc kormányművekkel fordul elő. A c. d. e. rudazatot több ponton is felfüggesztették. Ezeknek előnye, hogy az útegyenetlenségek miatti rázásokat könnyebben elviselik és zajtalanabbak. Az f. ábrán bemutatott rudazatnál a fogasléc kormánygép is a rudazat részét képezi. Ezzel elhagyhatók a külön felfüggesztő rudak és csuklók, a rudazat mégsem fog zörögni. Fogasléc kormányművek-nél elterjedt megoldás.

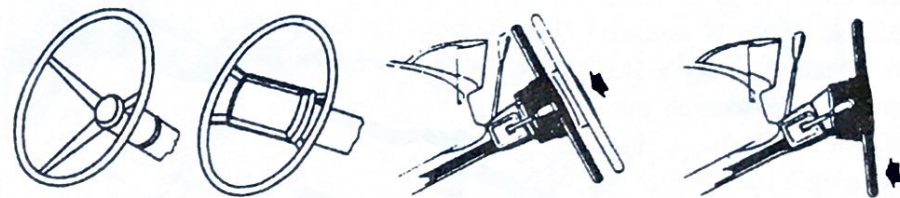


141. ábra

7.2. Biztonsági kormánykerék és kormányrúd

A kormánykereket úgy építik be, hogy a gépkocsi vezetője könnyen elérje. A fokozott kényelem érdekében sok esetben, a kormánykerék helyzetét, a vezető test-méreteinek megfelelően állítani lehet. A vezetőhöz így mindenképpen közel kerül. A baleseti statisztikák szerint gyakran előfordul, hogy ütközés esetén a kormányoszlop és a kormányrúd beszakítja a rácsos vezető mellkasát. Ennek kivédése érdekében elő-

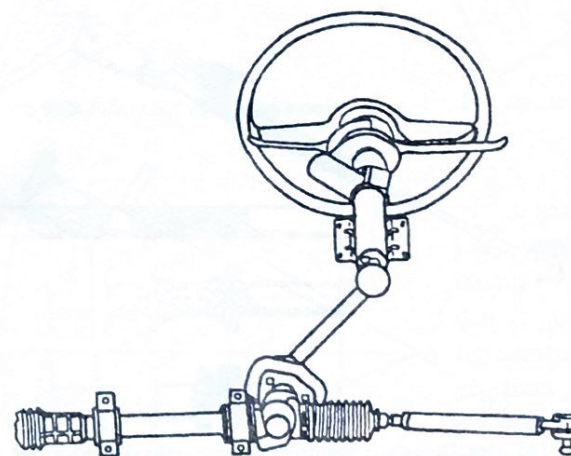
ször a kormánykereket alakították ki úgy, hogy a küllőket, a kerékagy felé homorúra meghajlították, majd a kerékagy felett, egy nagyobb felületű ütköző párnát építettek be a kormánykerék középebe a 142. ábra szerint.



142. ábra. Biztonsági kormánykerekek

A további fejlesztések során úgy képezték ki a kormánykereket, hogy az, ütés hatására, tengelyirányban el tud mozdulni, vagy az ábra szerint el tud billenni.

Nagyobb frontális ütközés esetén azonban a kocstitest nagyobb mértékű deformációja miatt az egész kormánymű is eltolódhat az utastér felé. A súlyosabb sérülés elhárítása érdekében itt is több megoldást alkalmaztak. Ezek közül a következő ábrá-



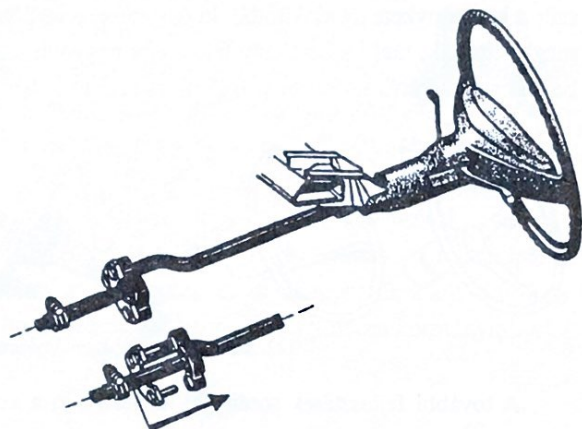
143. ábra. Csuklós biztonsági kormányrúd a fogasléc kormánygéppel.

kon bemutatunk néhány gyakrabban alkalmazottat. A 143. ábrán a kormánykereket, a futóműbe épített fogasléc kormánygéppel egy dupla kardáncsuklóval ellátott kormányrúd köti össze úgy, hogy annak a középvonala kitér a kormánykerék tengelyének középvonalából. Ütközés esetén így kitérő irányban mozdul el és nem löki a kormánykerék tengelyét az utastér felé.

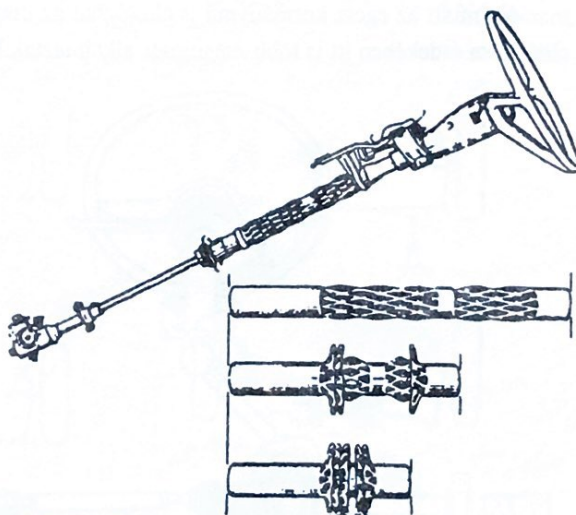
Más esetben a kormányrúd hosszváltozását teszik lehetővé. A 144. ábrán látható módon a kormányrúdhoz olyan menesztő tárcsát építenek be, amely két részre osztja a kormányrudat. Ütközés esetén a kormánygéphez csatlakozó rúd a kormánykerékhez csatlakozó rúd mellé csúszik és így a lököerőt nem adja tovább.

A 145. ábrán olyan kormányrudat mutatunk be amelyet energia elnyelő közbetéttel láttak el. Ennél ütközés esetén a közbetét deformálódik és így a lökő erőt csak csökkentett mértékben továbbítja a kormánykerék felé.

A biztonsági kormányoszlopok és kormányművek tehát ütközés esetén védik, nagyobb sérüléstől a gépkocsivezetőt. A vezetés körülményeinek javítása útján azonban, sok esetben a baleset megelőzhető. A kényelmes utazás a biztonságot is növeli, mert ha a vezetőt megkíméli a fáradtságtól, jobban tud az útviszonyokra és a közlekedés egyéb körülményeire figyelni. A kormánykereket ezért az ergonómiai követelmények szerint, úgy készítik el és úgy burkolják, hogy a vezető kezébe jól belesímuljon, hogy azt jól meg lehessen fogni. A vezető keze ne izzadjon és ne csússzon meg a kormánykeréken. Általában arra törekednek, hogy a gépkocsi vezetése minél kisebb fáradtságot okozzon.



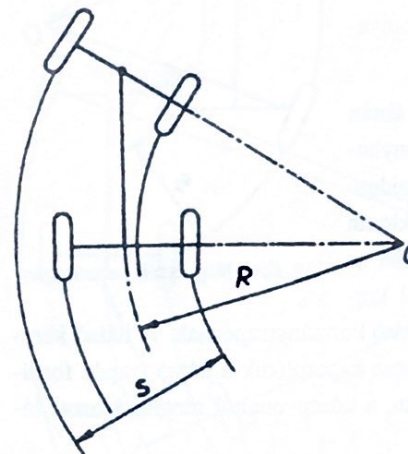
144. ábra. Biztonsági kormányrúd menesztő tárcsával.



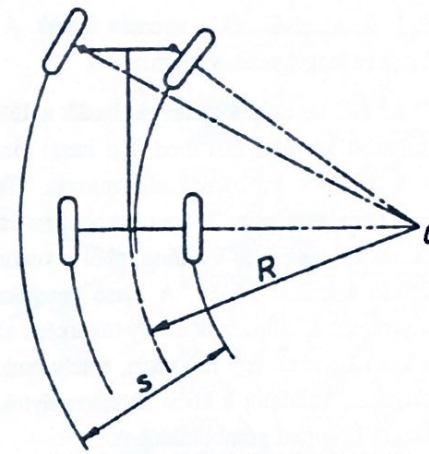
145. ábra. Biztonsági kormányrúd energia elnyelő közbetéttel.

7.3. A gépjármű kanyarodási sávja

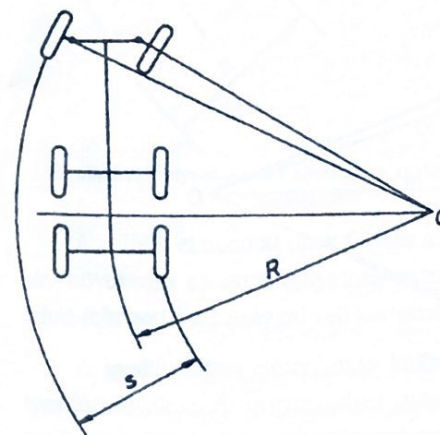
Kéttengelyes gépkocsi kanyarodásánál a hátsó kerekek nem futnak az első kerekek nyomán. A Hátsó kerekek fordulási sugara kisebb lesz mint az azonos oldalon futó első kerekeké. A 146. ábrán egy forgószámolyos, a 147. ábrán pedig egy tengelycsonk kormányzású kocsi kanyarodását mutatjuk be.



146. ábra Forgószámolyos kocsi kanyarodása.



147. ábra tengelycsonk kormányzású kocsi kanyarodása.

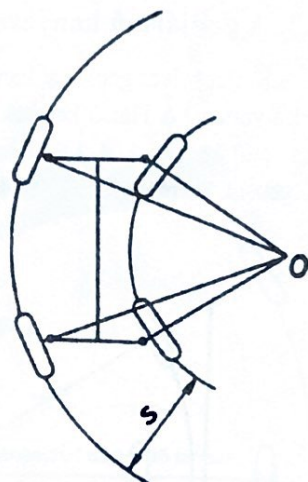


148. ábra. Ikertengelyes gépkocsi kanyarodása.

A kanyar külső körén, valamint a kanyar belső körén futó kerék nyoma közötti S távolságot a kocsi kanyarodási sávjának nevezzük. Forduláskor ezt figyelembe kell venni, különösen hosszú gépjármű vagy vontatmány esetén. Minél nagyobb a tengelyek távolsága, annál szélesebb lesz az S kanyarodási sáv. Az ikertengelyes kocsiknál ez meg egyezik a kéttengelyes kocsik kanyarodási sávjával. 148. ábra.

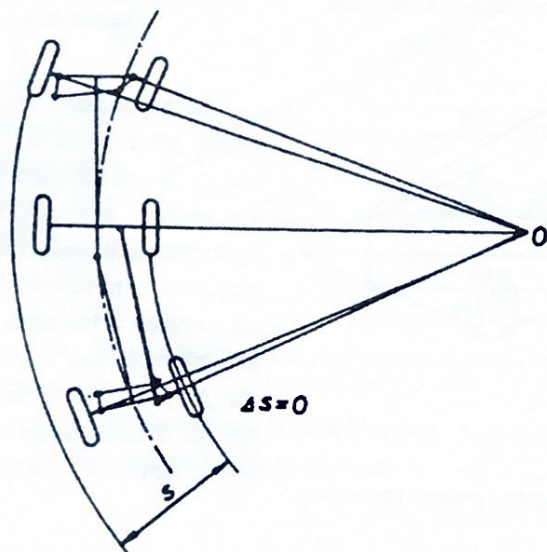
Előfordulnak különleges igények a keskenyebb kanyarodási sáv vagy kisebb fordulási kör tekintetében. A 149. ábrán egy négykerék kormányzású gépkocsi vázlatát mutatjuk be.

Mivel a hátsókerekek a kanyarodás irányával ellentétesen, de az elsőkerekekkel azonos szögben elfordulnak, az elsőkerekek nyomán futnak. A kanyarodási sáv megegyezik a nyomsávval.



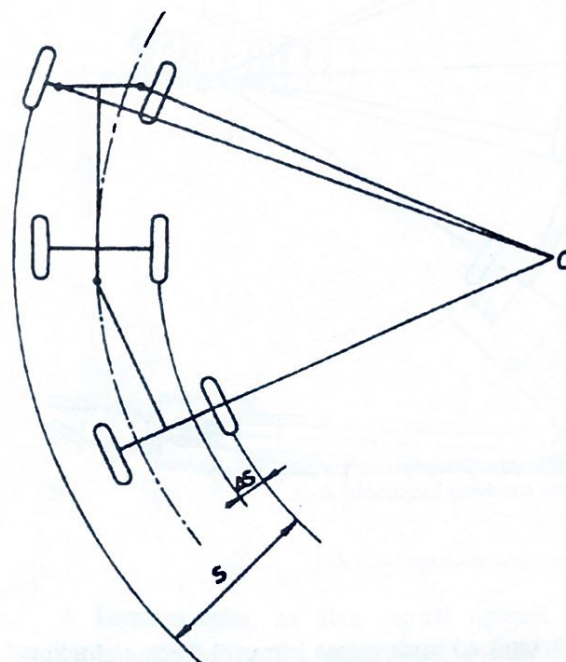
149. ábra. Négykerék kormányzás.

Az előbbihez hasonlóan viselkedik a 150. ábrán bemutatott kormányzási mód. Ezt hazai viszonylatban a csuklós buszoknál alkalmazzák. Tulajdonképpen nem más mint a vontatókocsihoz csuklósan kapcsolt egytengelyes utánfutó, ahol a vonórudat az utánfutó kocsitest képezi. A hátsó kerekek kormánytrapezt alkalmaznak amely tükörképe az első kormánytrapéznak. A hátsó kerekek kormányzását egy rúd végzi, amely csuklósan kapcsolódik a hátsó trapéz fordítókarjához, valamint a kocsi hátsótengelytokján, a középvonaltól meghatározott távolságra beépített gömbcsuklóhoz.



150. ábra. Hátsókerék kormányzás csuklós buszoknál.

Fordulásnál az utánfutó, a kocsi középvonalához viszonyítva elfordul, a csuklósan kapcsolódó rúd pedig, az elfordulás szögének megfelelő mértékben, elfordítja a kormánytrapézt és a hátsó kerekeket. A kormányzás folytán a harmadik tengelyen lévő kerekek, a vontató hátsó kerekeinek nyomán futnak. A szerelvény kanyarodási sávja így azonos lesz a vontató kocsi kanyarodási sávjával. Városi közlekedésben, a szűk utcák miatt ez a kanyarodási mód jelentős előnyöket biztosít.



151. ábra. A kanyarodási sáv növekedése egytengelyes utánfutó vontatásakor.

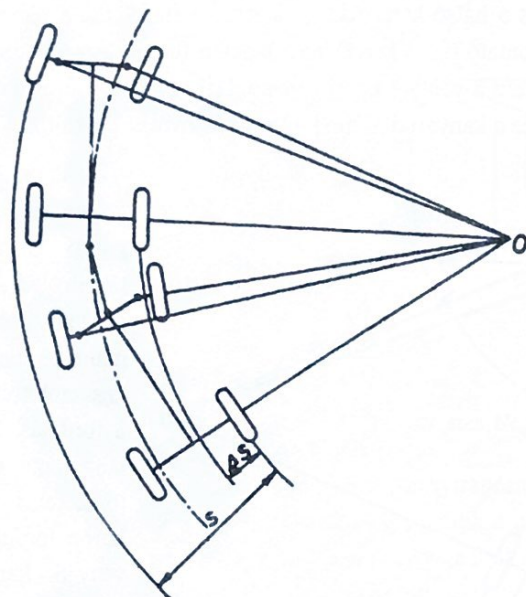
Az előbb elmondott okok folytán a kéttengelyes pótkocsi kanyarodásánál a ΔS sáv növekedés az egytengelyeshez viszonyítva is nagyobb lesz. Ilyen szerelvénytől tehát fokozott óvatossággal kell közlekedni.

A gyakorlatban előfordulnak különleges rendeltetésű, nagytömegű négytengelyes járművek is. A négytengelyes járművek kormányozása külön megfontolást igényel a jármű felhasználási területének megfelelően. Általában két változat fordul elő. Az egyik szerint a két első tengelyen lévő kerekeket kormányozzák. Ekkor a két hátsó tengelyen vannak a meghajtott kerekek.

A 151. ábrán egytengelyes utánfutót vontató jármű kanyarodási sávja látható. A csúszásmentes gördülés érdekében, az utánfutó tengelyének meghosszabbított középvonala a fordulási kör középpontjába mutat, ezért az utánfutó kerekei kisebb sugarú körön fordulnak. A szerelvény S kanyarodási sávja ΔS mértékben megszélesedik.

Hasonló helyzet áll elő kéttengelyes, kormányozható elsőkerékű pótkocsi vontatása esetén is. 152. ábra szerint.

A másik lehetőség az első és a hátsótengelyen futó kerekek kormányozása. Ennél a megoldásnál a közepén lévő két tengelyen futó kerekeket hajtják meg.



152. ábra. Kéttengelyes, tengelycsomkormányzású pótkocsis szerelvény kanyarodási sávja.

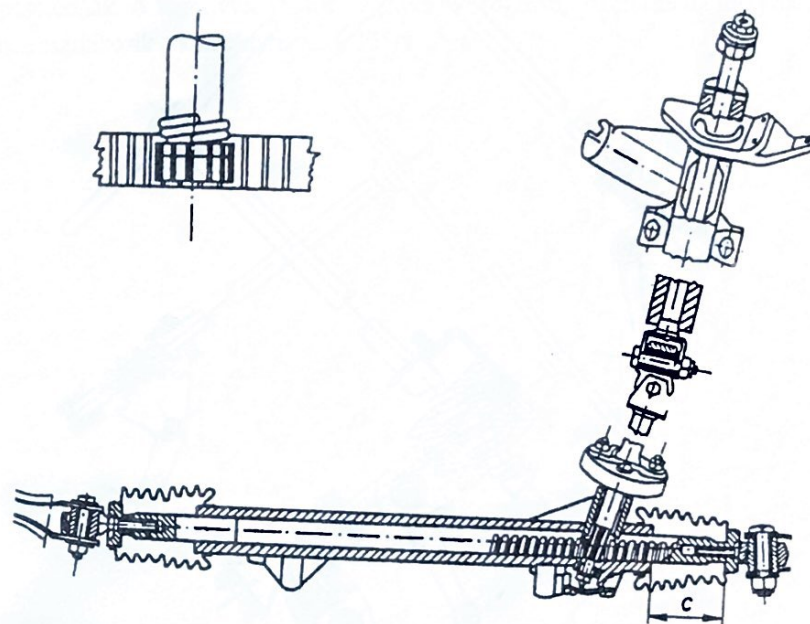
7.4. Kormánygépek

Amint már láttuk a kormánykerék a kormánygépen keresztül fordítja el a kormánytrapézt és a kerekeket. A fejlődés során, különböző kormánygépeket dolgoztak ki, Ezek közül bemutatunk néhány gyakrabban alkalmazott megoldást, a következőkben.

Fogaslécés kormánygép

Könnyű szerkezete és egyszerűsége miatt, főleg személygépkocsikon szívesen alkalmazzák. Fő szerkezeti eleme a ferdefogazású fogasléc és a vele kapcsolódó szintén ferdefogazású fogaskerék. A fogaskerék tengelyét a két végén csapágyazzák. A fogasléc az egyik végén kopásálló siklócsapágyban csúszik, a másik végét pedig egy homorú ívvel kiképzett, rugóval terhelt nyomó hüvely vezeti és a fogaslécéhez

nyomja. A nyomóhüvely a rugóterhelés folytán a fogasléc és a fogaskerék között a foghézagot is beállítja. A két végén a fogaslécéhez, állító menettel és csuklóval kapcsolódik a kormányösszekötőrúd egy-egy darabja, a 153. ábrán látható módon

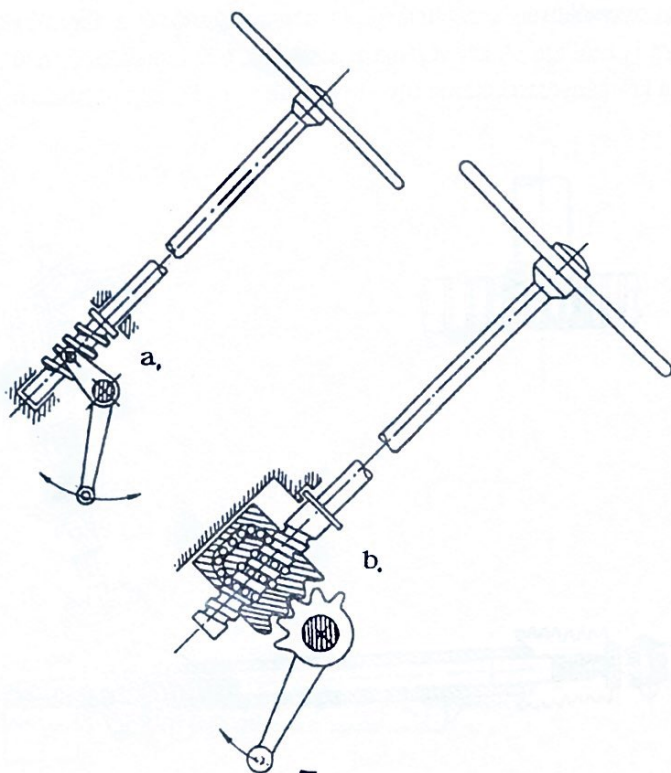


153. ábra Fogaslécés kormánygép.

A kormányrúdba, az ábra szerinti típusnál, kettős kardáncsulót és egy harditárcsát építettek be. Ez, ütkzés esetén, a vezető balesetvédelmét szolgálja. A fogaskereket a csapágyakkal és a fogaslécet, nagyjavítás alkalmával grafitos csapágyzsírral látják el és így a következő nagyjavításig, kenést nem igényel.

A menetorsós és a golyósoros kormánygép

Az egyszerű menetorsós kormánygépnél a kormányrúd egy menetes orsót forgat, miközben a menetek közé benyúló csap elfordít egy kétkarú emelőt, az emelő pedig a tolórúddal elfordítja a kormánytrapézt és a kerekeket. 154/a ábra.

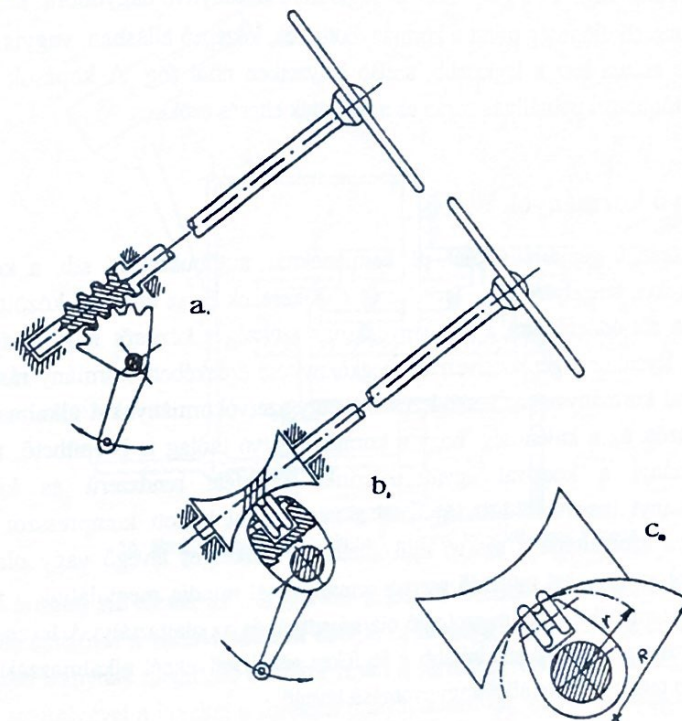


154. ábra. A menetorsós és a golyósoros kormánygép.

Csak régebbi kiskocsiknál fordul elő, ma már nem készítik. Azért említjük mert ebből fejlesztették ki a ma már szívesebben alkalmazott golyósoros kormánygépet, a 154/b ábra szerint. Amint az ábrán látható, a fő szerkezeti elemei a menetes orsó és egy tömb amelyben az anyamenetet képezték ki. A menetárok mind a menetorsón mind az anyamenetben olyan módon van kiképezve, hogy az golyópályának is megfelel. A golyópályát csapágygolyókkal töltik meg és ez úton a menetek közti csúszósúrlódást gördülő súrlódássá alakítják át. Az orsó forgatása közben a golyók áramolnak. Az áramlást úgy teszik lehetővé, hogy a menet végéről egy a tömbben kiképzett csatornán keresztül a golyókat a menet elejére visszavezetik. Az anyamenetet hordozó tömb egyik oldalán modulált fogakat készítenek. A fogakba egy fogasív kapcsolódik, amellyel közös tengelyen az irányzókart rögzítették. Kormányzáskor a kar a már ismert módon fordítja a kormánytrapézt és a kerekeket.

A fogasíves, valamint a globoidcsigás kormánygép

A fogasíves kormánygép az egyszerűbbek közé tartozik. A kormánykerék egy menetes orsót forgat, amibe a fogas ív, menetemelkedésnek megfelelően ferde fogai kapcsolódnak. A fogasívvval azonos tengelyre van rögzítve, ékkötéssel az irányzókar, ehhez csatlakozik a kormányrudazat. 155/a ábra.



155. ábra. A fogasíves és a globoid csigás kormánygép.

A menet és a fogak közötti súrlódóerő ébred. A súrlódóerő csökkentése érdekében dolgozták ki a globoidcsigás kormánygépet, a 155/b ábra szerint. A menetes orsót egy globoid formájú forgástest helyettesíti, amelyre menetet esztergáltak. A ki-munkált menetekbe kapcsolódik a két éllel megmunkált, gördülő csapágyon futó görögő, amelynek tengelye az irányzókar tengelyére ékkötésben van megfogva. Ezzel a megoldással a fogak közötti csúszósúrlódást gördülő súrlódássá alakítják át, ami jelentősen csökkenti a kormánykeréken kifejtendő kézierőt.

A tartós használat közben mind a globoidcsiga menetei, mind a kétélű görgő élei megkopnak. A kopás következtében a kormányhajtjáték megnő. Ezt a kopást a globoidcsiga tengelyére merőlegesen elhelyezett, irányzókar tengely u.n. pitmantengely felett beépített, állítócsavar utánállításával korrigálni lehet. Mivel a globoidcsiga közepén kopik legerősebben, az állíthatóság érdekében a csiga palástjának R görbületi sugarát, a görgőskar r sugarához viszonyítva nagyobbra készítik. Az $R > r$ méretkülönbség miatt a kormányhajtjáték, középső állásban, vagyis egyenes haladás esetén lesz a legkisebb, szélső helyzetben nőni fog. A kopások miatt szükséges, többszöri utánállítás során ez a hajtjáték eltérés csökken.

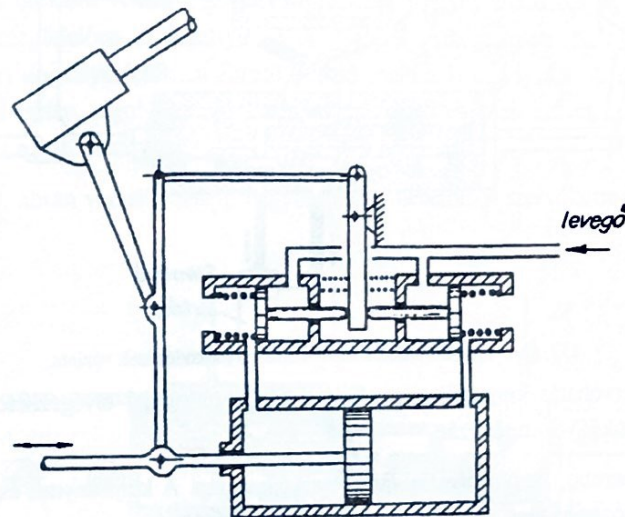
7.5. Szervó kormányok

Nagytömegű gépjárműveknél, pl. kamionoknál, autóbuszoknál stb. a kormányozott kerekek tengelyére nagy terhelés esik. A kerekek és az útfelület között ezért nagy lesz a súrlódóerő ami a kormányozáshoz szükséges kizierőt nagymértékben megnöveli. Ilyenkor a gépkocsivezetés megkönnyítése érdekében, kormány rásegítő, idegenszóval kormány szervó berendezéseket vagy szervókormányokat alkalmaznak. A kettő között az a különbség, hogy a kormány szervó utólag is beépíthető, míg a szervókormányt a kocsival együtt készítik. Többféle rendszerű és kivitelű szervókormányt ismerünk. Mindegyiknél a motor által hajtott kompresszor vagy olajszivattyú szolgáltatja a szervó működtetéshez szükséges levegő vagy olajnyomást. Az olajnyomással működő szervókormányoknál mindig megtaláljuk a motor mellett a nyomás előállítására szolgáló olajszivattyút és az olajtartályt. A levegő működtetésű szervókormányokat inkább a légfékes gépjárműveknél alkalmazzák, ahol különben is rendelkezésre áll a nagynyomású levegő.

Előfordulhat, hogy a szivattyúnál vagy annak meghajtásánál üzemzavar keletkezik. A kocsit ez esetben sem maradhat kormányozás nélkül. A kiadott rendelkezések értelmében ezért a szervókormányokat úgy kell elkészíteni, hogy a szervóhatás kimaradása esetén a kocsit még, megnövekedett kizierővel ugyan, de kormányozni lehessen.

Pneumatikus kormány szervó berendezés vázlata

Levegőnyomással működtetett kormány szervó vázlatát mutatjuk be a 156. ábrán. A kormány mű irányzókarja egy kétkarú emelő középső forgáspontjához kapcsolódik. Az emelő egyik vége a vezérlő szelepet működteti, a másik pedig csuklón keresztül, egy sűrített levegő működtetésű munkahenger dugattyúrúdjaához kapcsolódik.

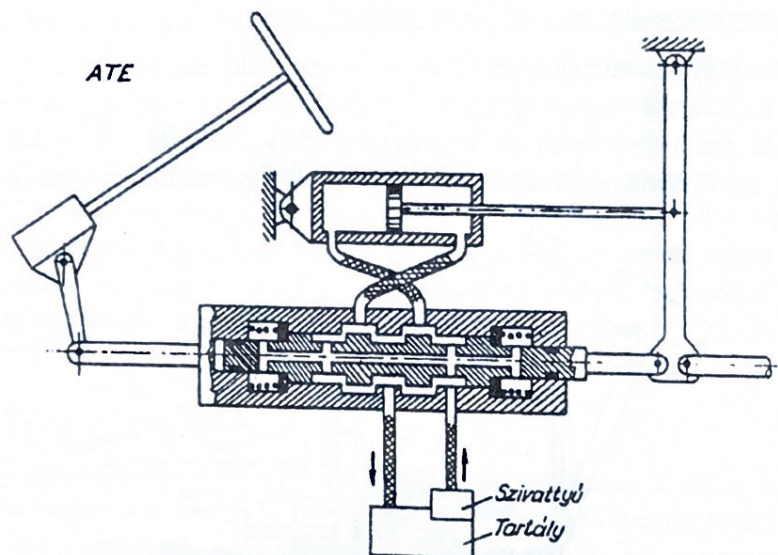


156. ábra. A pneumatikus kormány szervó működésének vázlata.

Kormányzás esetén az irányzó kar a kisebb ellenállás irányában működve, a kétkarú emelővel a vezérlő szelepet eltoltja, ez megnyit egy csatornát és a dugattyút, fordulási irányának megfelelő oldalára vezeti a sűrített levegőt majd a dugattyú a tolórúd segítségével a kereket a fordulás irányába fordítja. A szervóhatás kimaradása esetén a kétkarú emelő szelephez kapcsolódó vége megtámaszkodik és a másik végével, szervósegítség nélkül, fordítja a kereket. Természetesen ekkor nagyobb erőt kell a kormánykeréken kifejteni.

Hidraulikus szervókormányok

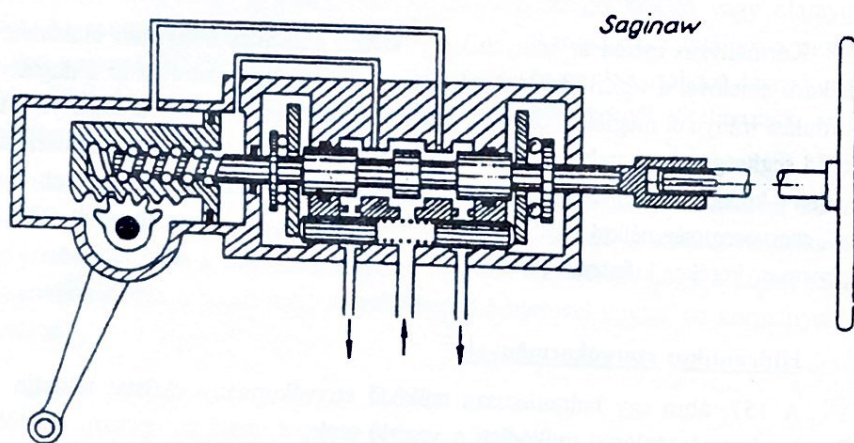
A 157. ábra egy hidraulikusan működő szervókormány vázlatát mutatja be. Ennél a kormánytolórúd működteti a vezérlő szelepet, majd az egykarú emelőhöz kapcsolódva fordítja a kormányozott kereket. A hidraulikus szervóhenger tolórúdja szintén az egykarú emelőre kapcsolódva segít a kormányozott kerekeket elfordítani.



157. ábra Egy hidraulikus szervókormány működésének vázlata.

A szervóhatás kimaradása esetén a kormánytolórúddal elvégezhető, nagyobb erővel a szükség- kormányzás.

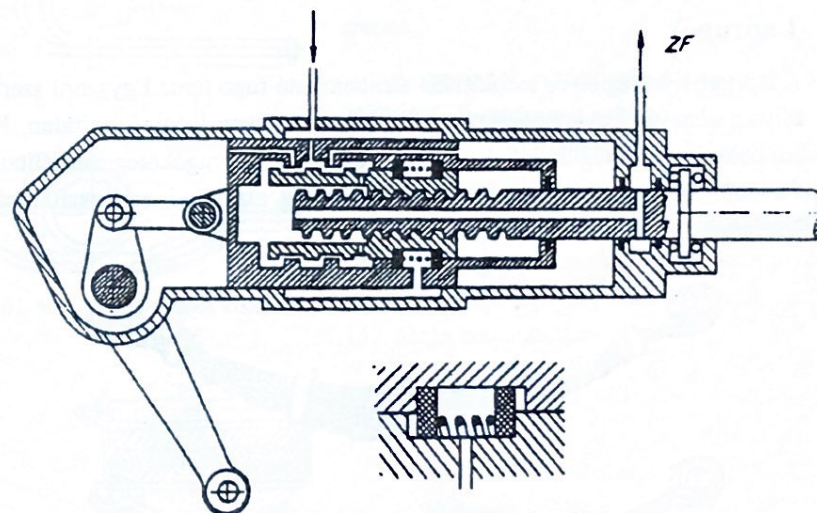
Korszerűbb, szervókormány látható a 158. ábrán. A kormánymű és a vezérlő-szelep itt közös házban helyezkedik el.



158. ábra. Golyósoros szervókormány a vezérlő szeleppel összeépítve.

Az irányzókart ennél a megoldásnál egy golyósoros kormánygép, fogasléc és fogasív kapcsolattal forgatja. Magán a golyósoros tömbön egy dugattyút képeztek ki, a kerületén műgumi gyűrűs tömítéssel. A házban ezt a szakaszt, munkahengernek megfelelően, finom felületűre megmunkálták. A kormányrúdon pedig a szelep helyezkedik el. A vezérlő szelep a fordulás irányának megfelelően a dugattyú egyik vagy másik oldalára vezérli a szivattyúról érkező, nagynyomású olajat, a fordulás irányának megfelelően. A dugattyú másik oldaláról természetesen vissza irányítja a tartályba. A dugattyú felületén ébredő tolóerő segíti a kormányzást. A szervóhatás kimaradása esetén, a golyósoros kormányművel, nagyobb kézi- erővel, még kormányozni lehet a gépkocsit.

A 159. ábrán vezérlő szeleppel egybeépített, menetorsós szervókormányt mutatunk be.



159. ábra. Menetorsós szervókormány vázlata.

A kormánygép házát, belülről munkahengerként finom felületűre megmunkálták. A vezérlő szelepet a dugattyúban helyezték el és a menetorsó működteti. A dugattyúhoz csuklósan kapcsolódik a tolórúd, amely az irányzókar tengelyére ékelt emelőkart mozgatja. A szelep a dugattyúban kiképzett csatornákon keresztül, a dugattyú egyik vagy másik oldalára irányítja a nyomás alatti olajat, a fordulás irányának megfelelően. A szervóhatás elmeradása esetén a vezérlőszelep felülközik a dugattyúban és a menetorsós kormányművel lehet a gépkocsit kormányozni.

8. A gépjárművek rugózása

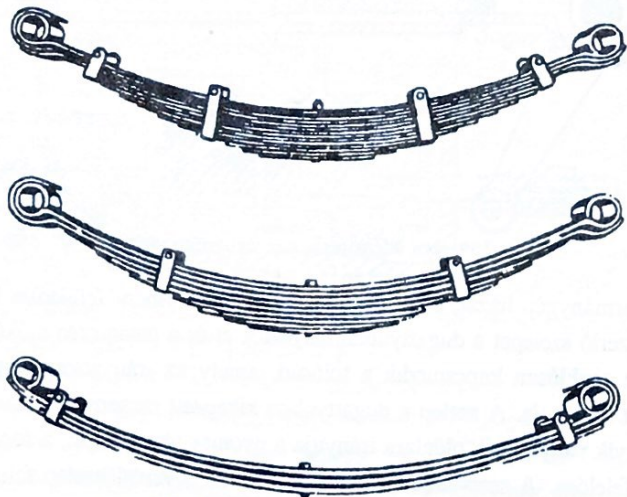
A gépjárműveknél nem lehet a kerekeket ill. azok tengelyét, közvetlenül a kocsitesthez rögzíteni. Lehetővé kell tenni a kerék és a kocsitest között a rugalmas, és meghatározott irányú és mértékű elmozdulást. A kerék rugalmas elmozdulását a rugózás, mértékét és irányát pedig a kerékvezetés biztosítja.

A gépjármű hordrugóinak anyaga acél, gumi vagy levegő. Folyadékot, csak más anyaggal pl. levegővel vagy gázzal kombinálva alkalmaznak. Mivel a folyadékok rugalmatlanok, legfeljebb közvetítő anyagként alkalmazhatók.

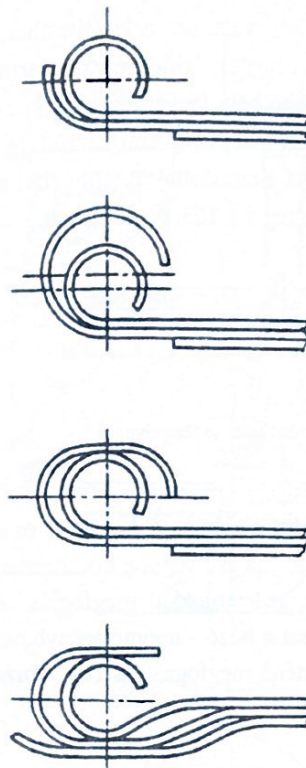
Acélrugót három változatban készítenek, ezek a laprugók, a spirálrugók és a torziós rugók.

8.1. Laprugók

A laprugó a legrégebbi és sokoldalúan alkalmazható rugó típus. Egyszerű szerkezete folytán könnyen legyártható, különösebb gondozást nem igényel, zajtalan. Különböző hosszúságú, a végük felé elvékonyított rugólapokból rugókötegeket állítanak össze a 160. ábra szerint. Az összeállított rugóköteg alakja az egyenszilárdságú tartóhoz hasonló.



160. ábra. Különböző terhelésre készült laprugókötegek.

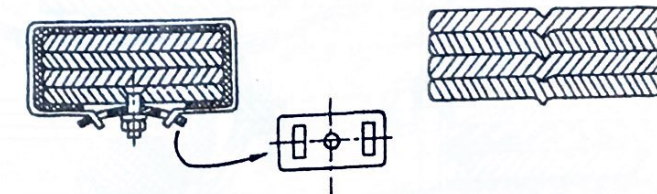


161. ábra. A rugószemek kiképzése a rögzítéshez.



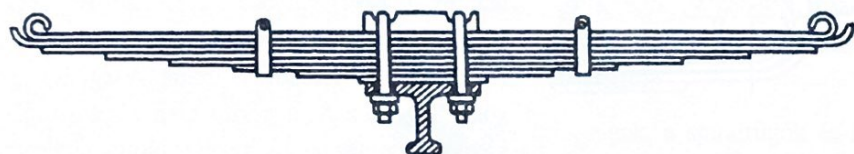
Az egyes rugólapokat, edzés előtt méretre vágják, a végüket melegkovácsolási technológiával elvékonyítják, majd ivalakra hajlítják. A hajlítás íve különböző. A legelső és legrövidebb lapot hajlítják a legkisebb sugarú ívre azért, hogy az összeszerelés után a lapok egymáson felfeküdjenek és a teherviselésben egyformán vegyenek részt. A központosító csap számára is még edzetlen állapotban készítik el a fúratot. A legelső rugólap végein, a felfüggesztő csap részére rugószemet képeznek ki. A rugószemtörés esetleges előfordulására is számítva, a biztonság érdekében a második rugólapot is meghajlítják a 161. ábra szerint.

A rugólapok edzése után összeszerelik a rugóköteget. A rugólapok száma és keresztmetszete meghatározza a rugóköteg terhelhetőségét. A hossz irányú elcsúszás megakadályozására a központosító csap szolgál. A lapok elfordulását pedig összefogó bilincsekkel vagy hosszirányú besajtolt vezetőhoronnyal akadályozzák meg, a 162. ábrán bemutatott módon.



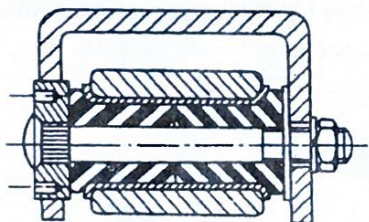
162. ábra. Rugólapok elfordulásának megakadályozása, összefogó bilincssel, vagy vezetőhoronnyal.

A rugókötegek csatlakoztatása a futómű tengelyéhez, valamint a kocsitesthez, körültekintést igényel. Tekintettel arra, hogy a megedzett rugólap, rideggé válik, arra kell törekedni, hogy azon minél kevesebb feszültséggyűjtő hely legyen, ezért a központosító fúraton kívül más fúratot, vagy egyéb alakos kiképzést, ami feszültséggyűjtő hely lehetne, a rugólapon nem engednek meg. Az elmondottakra tekintettel a tengelyhez, menetes rugókengyelekkel rögzítik a rugó köteget a 163. ábra szerint.

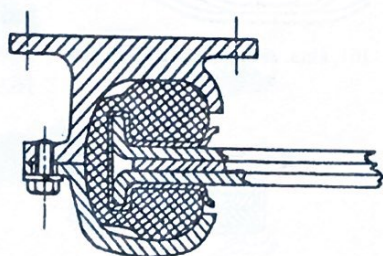


163. ábra. Összeszerelt rugóköteg, kapcsolt felfüggesztésű futómű tengelyéhez, rugókengyellel rögzítve.

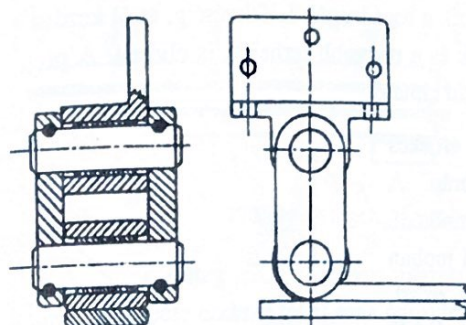
A rugóköteg mind tolóerő, mind húzóerő átvitelére alkalmas a kocsitest és a futómű között. Erre tekintettel a rugóköteg, haladási irányba eső végét a kocsitesthez hegesztéssel vagy szegeccsel rögzített rugóbakban, szilentblokkal megfogják. A megfogásnak tehát olyan teherbírónak kell lenni, ami ezt a húzó - nyomó igénybevételt elviselni képes. A 164. ábrán a szilentblokkal történő megfogást, a 165. ábrán pedig a műgumi tömbben történő megfogást ábrázoltuk.



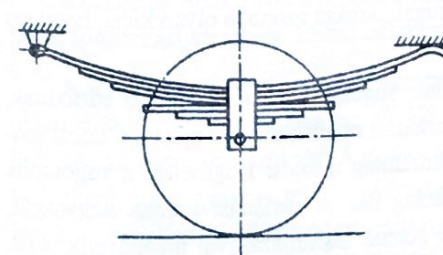
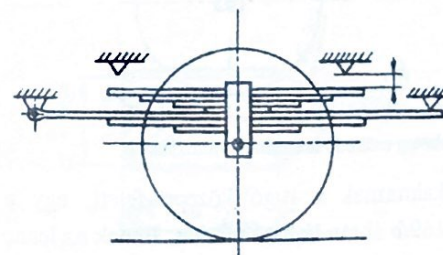
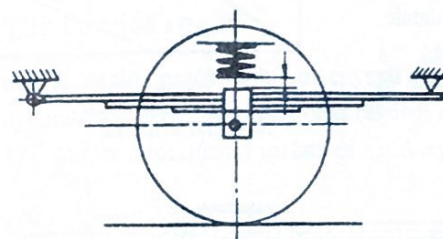
164. ábra. A rugószem megfogása szilent-blokkal.



165. ábra. A rugószem megfogása műgumitömbben.



166. ábra A lengőkengyeles felfüggesztés



167. ábra. Progresszív rugózás, segéd rugókkal.

A bemutatott mindkét megfogás megfelelő elmozdulást biztosít a rugó számára, zajtalan és kenést nem igényel.

A laprugóköteg hossza mind berugózásnál mind visszarusózásnál változik, ezért a rugóköteg másik végét úgy kell felfüggeszteni, hogy a hosszváltozásra lehetőség legyen, ellenkező esetben a rugó nem képes rugózni. Az egyik megoldás a lengőkengyeles felfüggesztés a 166. ábra szerint. A kengyel felső vége a kocsitesthez, a másik vége pedig a rugószemhez, csapszeeggel kapcsolódik. A csapszegek régebben bronzperselyben, újabban műgumi perselyben forognak (szilentblokk).

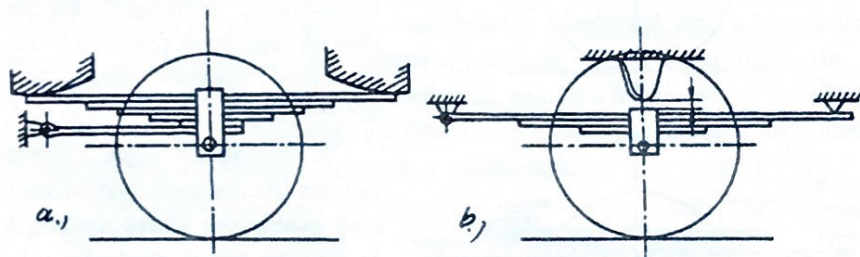
A rugó szabad végét, a hosszváltozás lehetőségének biztosítására, több esetben egy tőkére támasztják és az oldal irányú elcsúszás, valamint emelkedés a futómű lemaradása ellen kengyellel vagy más módon biztosítják.

A laprugók kiválóan alkalmasak progresszív rugózás készítésére, segéd rugók beépítésével, a 167. ábrán bemutatott módon. Ugyanitt látható a szabad rugóvégek megvezetése is.

A progresszív rugózás jelentősége abban áll, hogy kis terhelésnél a lágyabb fő rugóköteg kellemes, lágy rugózást biztosít. A terhelés növekedésével a rugóköteg keményebbé válik, így a rugózás egyre erősebbé válik.

dése esetén a rugóköteg könnyen berugózik a segédrugók felfekvéséig, ettől kezdve a két rugóköteg rugóállandója összeadódik és a nagyobb terhelést is elviseli. A progresszív rugó karakterisztikája a 168. ábrán látható.

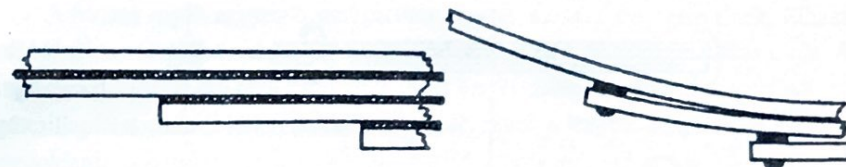
A progresszív laprugózásnak egyik érdekes megoldását mutatjuk be a 169/a ábrán. A progresszívitást ennél a rugóköteg működő hosszának változása útján érik el. Minél jobban nő a berugózás mértéke, a kitámasztás miatt, annál jobban csökken a rugóköteg működő hossza, a második rugólap annál jobban részesül a teherviselésben és növekszik a rugóállandó. Mivel a rugóköteg nem kapcsolódik a kocstitesthez, a toló és a vonóerő átadására itt egy vonórudat kell beépíteni.



169. ábra. Progresszív rugózás a rugóköteg működő hosszának változásával.

A laprugós kocsiknál gyakran alkalmaznak a rugó közepe felett, egy a kocstitestre erősített ütköző gumibakot a 169/b ábrán látható módon. Ennek az lenne a feladata, hogy túlterhelés esetén, a kocstitest ne ütközzön fémesen a rugóhoz. Amennyiben a kocstitest mégis lesüllyedne a bak ütközéséig, bizonyos mértékig rugalmasan tud viselkedni a gumibak is. A rugalmassága azonban olyan kicsi, hogy ezt mégsem tekintjük segédrugónak.

A rugókötegben összefogott rugólapok, rugózás közben egymáson súrlódnak, ezért itt súrlódási munka keletkezik. A súrlódási munka energia igénye a kocsi lengési energiájából fedeződik. Vagyis gyakorlatilag a kocsi lengéseire, a rugólapok közt keletkező súrlódási munka, csillapítólag hat. A súrlódási munka nagyságát, gyakran a rugólapok közé szerelt súrlódó betétek alkalmazásával megnövelik. 170. ábra.

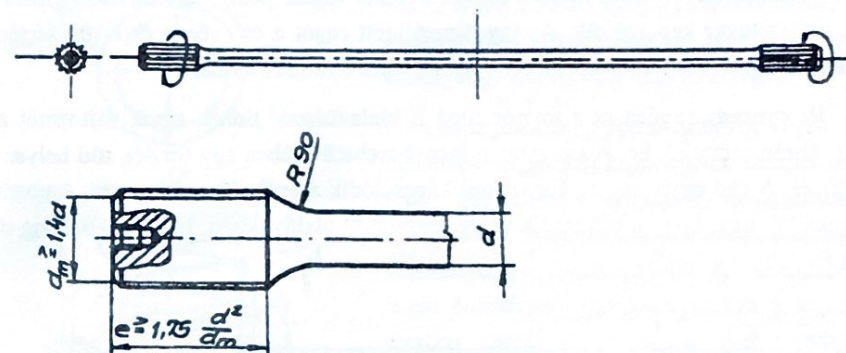


170. ábra A rugólapok közé szerelt súrlódó betétek.

A laprugóköteg tehát, bizonyos mértékű lengéscsillapítást is végez. Lengéscsillapító beszerelése ezeknél tehát csak másodrendű feladat.

8.2. Torziós rugók

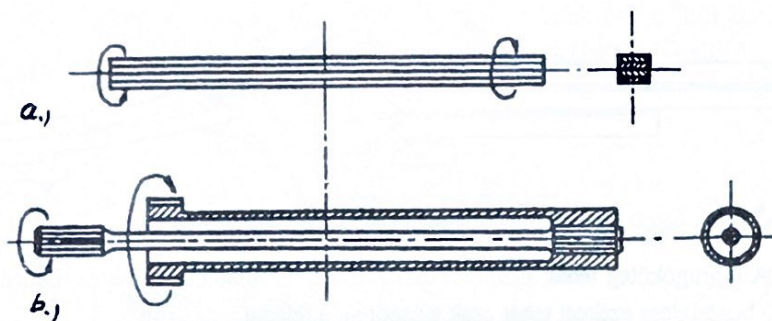
A torziós rugók többnyire egyszál hengeres acélrúdból állnak, amelyet csavaró nyomatékkel terhelnek. Megfogás céljából a rúd végén magfogazást alkalmaznak. A 171. ábrán a torziós rúd vázlata és a rúd végének kiképzése látható.



171. ábra A torziós rúd, valamint a rúd végének szokásos kialakítása és jellemző méretei.

Az acélrúd egyik végét a megfogó bakkal a kocstitesthez rögzítik, a másik végére pedig fordítókart szerelnek. Ehhez csatlakozik a rugózandó futómű.

A torziós rugók csak csavaró igénybevétellel terhelhetők. Más erők, pl. húzó, nyomóerők átvitelére nem alkalmasak. Hátrányos, hogy lágy rugózás megvalósításához, hosszú rúdra van szükség. A gépkocsiknál, helyszűke miatt ezt az igényt nehéz kielégíteni, ezért gyakran több, rövidrevágott rudat összefognak egykötegbe és így lágyabb, a-mellett megfelelő teherbírású rugót nyernek, a 172/a ábra szerint.

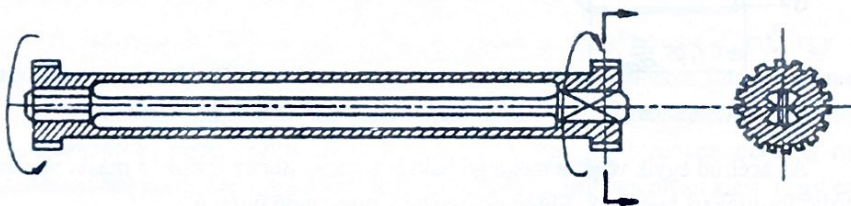


172. ábra. A torziós rugó beépítési hosszának csökkentése.

Az egyes rugószálak keresztmetszete ilyen esetben lehet hengeres, lapos, négy- szögletű, vagy hatszögletű, a-szerint ahogy az a gyártás tekintetében előnyösebb.

A 172.b ábrán két részből összetett torziós rugót mutatunk be, amely egy torziósan rugalmas csőből és a csőben elhelyezett torziós rúdból áll. A rúd a cső végénél fogazással kapcsolódik össze a csővel, kinyúló végére pedig, ugyancsak fogazással, a fordítókar kapcsolódik. Az így összeállított rugót a cső végén és a rúd végén kiképzett fogazással csatlakoztatják a kocsitesthez és a futóműhöz.

Progresszív rugózásra a torziós rugó is kialakítható. Ennek egyik változatát a 173. ábrán mutatjuk be. A csavarásra igénybevehető csőben egy torziós rúd helyezkedik el. A rúd egyik végén, fogazással kapcsolódik a csőbe, a másik végét laposra munkálták úgy, hogy a cső másik végén kialakított alaklyukban, bizonyos határig el tud fordulni.



173. ábra. Progresszív torziós rugó.

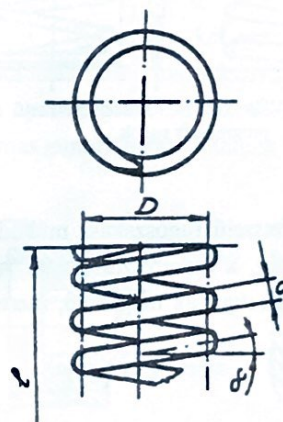
A cső egyik végét a kocsitesthez rögzítik, a másik végre pedig a futóművel csatlakozó kart csatlakoztatják. Kisebb terhelésnél csak a cső rugózik. Nagyobb terhelésnél azonban a cső jobban elcsavarodik, az alaklyukban a torziós rúd lapos vége is felütkezik és így a két rugó együttes rugóállandója megnő, a 168. ábrán bemutatott diagramnak megfelelően, mivel tovább mindkét rugó résztvesz a teher hordozásában.

A torziós rugók egyszerű szerkezetűek, kenést, ápolást nem igényelnek. Elhasználódásuk a változóirányú hajlító igénybevétel miatt bekövetkező, fárdásos törés. A rugózásnál surlódó erő nem keletkezik, ezért lengéscsillapító hatásuk nincsen. A lengéscsillapítást ezeknél külön szerkezeti - egységekkel, a lengéscsillapítókkal kell megoldani.

8.3. A csavarrugók (spirálrugók)

A spirálrugók kis helyszükségletük, terhelhetőségük valamint minimális karbantartási igényük miatt a gyakorlatban széleskörben elterjedtek. Anyaguk, általában hengeres keresztmetszetű acélhuzal amit meghatározott menetemelkedéssel, spirál alakban meghajlítanak. A 174. ábra szerint.

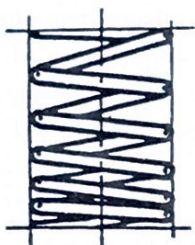
Terheléskor a rugóhuzal, a torziós rúddhoz hasonlóan csavaró igénybevételt szenved. Elhasználódása is a torziós rúddhoz hasonló, a sok változó irányú csavarás miatt, fárdásos törés következhet be. Javítása hegesztéssel, vagy más módon nem lehetséges.



174. ábra. Egyszerű spirálrugó és jellemző méretei.

- D a rugó névleges átmérője
- d a huzal átmérő
- l a rugó terheletlen hossza
- γ a menetemelkedés szöge

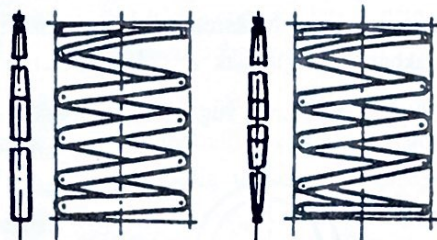
Készítésekor a spirál mindkét végén 3/4 menetnek megfelelő holtmenetet készítenek a jobb rugófelfekvés érdekében. Összeszereléskor, mind a futóműn mind a kocsiszekrényen rugótányérra támaszkodik. A csendesebb üzem érdekében, a rugótányérokra a legtöbb esetben, olajálló műgumi párnákat szerelnek. A spirálrugó csak a rugózás irányában képes erőt átvinni. A kocsis haladási irányában sem toló, sem húzóerő átadására nem képes. A futómű és a kocsitest közé ezért vonórudazatot kell beépíteni (Ennek kivételét a futóműveknél bemutatjuk).



175. ábra. Változó menetemelkedésű rugó.

Progresszív rugózás, a spirál rugókkal többféleképpen is megoldható. Egyik megoldás a pórugó beépítése úgy, hogy a főrugó középebe vagy mellé egy rövidebb segédrugót alkalmaznak. Kisebb terhelésnél a főrugó nyomódik csak össze, ezzel lágy rugózás érhető el. Nagyobb terhelésnél már mindkét rugó összenyomódik és a két rugó együttes karakterisztikája érvényesül. A másik megoldás, ha a rugó menetemelkedési szögét változtatják a 175. ábra szerint.

A rugózás kezdeténél így először a sűrűbb menetek, kisebb terhelésre összenyomódnak, a nagyobb emelkedési szögű menetek összenyomásához már nagyobb terhelésre van szükség. A rugókarakterisztika ettől kezdve, meredekebben emelkedik. Progresszív rugó készíthető úgy is, hogy a rugó huzalkeresztmetszetét csökkentik az egyik vagy mindkét végén a 176. ábrának megfelelően.



176. ábra Változó huzal - keresztmetszetű progresszív rugók.

Ezen a módon kisterhelés esetén, a kiskeresztmetszetű rugószakasz működése folytán lágyabb a rugózás, nagyobb terhelésnél pedig, a kiskeresztmetszetű rugó szakasz összenyomódik és a nagyobb keresztmetszetű rugónak megfelelő, meredekebb rugókarakterisztika érvényesül.

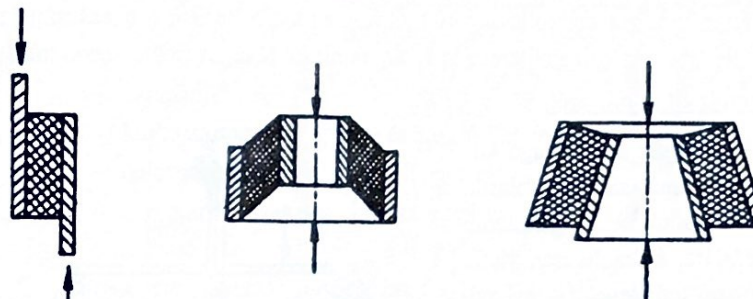
8.4. Gumirugók

A gumi mint rugózó elem

A gépjárműveken, különösen a személygépkocsikon, sok helyen alkalmaznak gumi betéteket, ütközőket és szórványosan gumi rugókat. A gumi mint rugózó elem, szinte minden irányú igénybevételt elvisel, kicsi a helyszükséglete, jó hangszigetelő, gondozást nem igényel csupán az olajtól és egyéb nyersolaj származékoktól kell védeni, ennek ellenére csak ritkán, főleg kisebb gépkocsiknál alkalmazzák rugózó elemként.

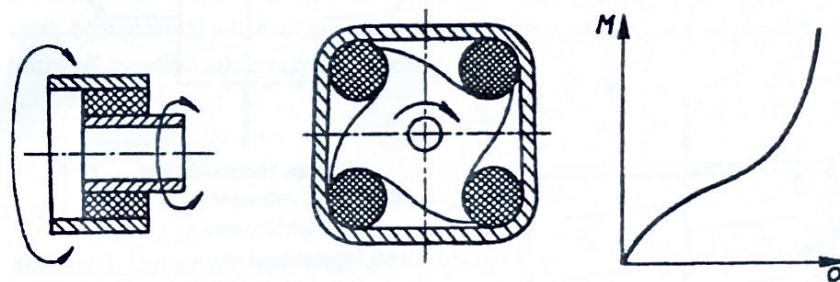
Különböző kivitelű gumirugók

A gumirugó megfogása érdekében, a megfelelő összetételű gumit, acéllapokra vagy acélcsövek közé vulkanizálják. A kocsitesthez ill. futóműhöz az acéllemez vagy acélcső segítségével rögzítik, amint az a 177. ábrán látható.



177. ábra. Gumirugók.

A 177./a szerint két acéllapra, valamint a b. ábra szerint két acélgyűrű közé vulkanizált gumi, nyíró igénybevételre, a c. ábra szerinti pedig részben nyíró, részben nyomó igénybevételre alkalmazható. A 178. ábrán, csavaró igénybevételre alkalmas gumirugókat mutatunk be.



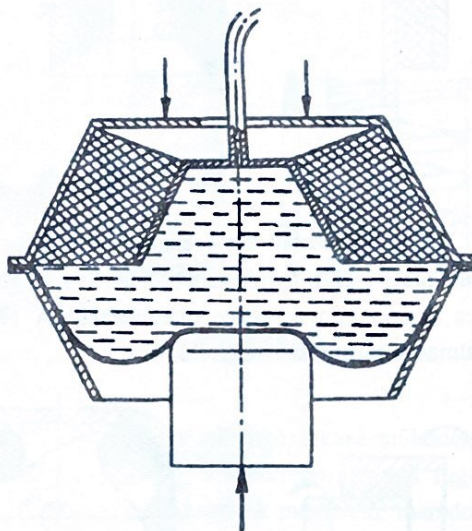
178. ábra. Gumirugók csavró igénybevételre.

A 178/a. ábra azt a megoldást mutatja ami szerint a szilentblokkokat készítik. A b. ábrán egy különleges megoldás látható, amelynél a szerkezet csavarásra vehető igénybe. A gumibetétek azonban nyomó igénybevétellel terheltek. A terhelés növekedése során a gumirugó, a mellé rajzolt diagram szerint, fokozatosan progresszívvá válik.

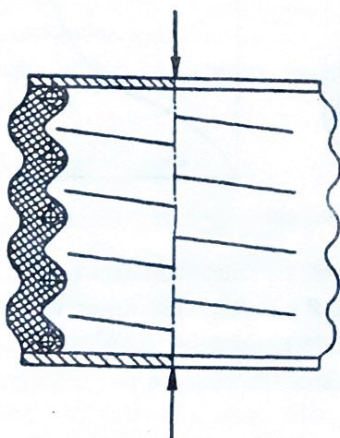
A gumi összenyomódása és kirugózása során az anyag molekulái között súrlódás jön létre, ezért a gumirugónak hiszterézis vesztesége van és ez bizonyos mértékű lengéscsillapítást biztosít. A molekulák közti súrlódási veszteség hővé alakul, ami befolyásolja a gumi öregedését. Az anyagösszetétel, valamint az alak kiképzés jelentősen befolyásolja a gumirugó üzemi tulajdonságait.

Kombinált gumirugók

A 179. ábrán a gumirugó különleges felhasználását, a hidrolastik rugózást mutatjuk be. A gumitömb egyik oldalára, hidraulikusan viszik rá, megoszló terhelésként a nyomóerőt. Ez a megoldás kedvező az erőátadás tekintetében, ugyanakkor több feladatra is pl. a kocsí szabaddmagasságának állítására, kanyar ill. hosszstabilizátor megoldására alkalmas.



179. ábra. Hidrolastik rugó.



180. ábra. Lérugóval kombinált gumirugó.

A 180. ábra egy lérugóval kombinált gumirugót mutat be. A harmonikaszzerűen elkészített, erősfalú gumicsövet mindkét végén lezárták és egy szelepen kersztül levegővel feltöltötték. ezen a módon mind a vastag gumifal, mind a betöltött levegő részt vesz a rugózásban. A gumifalba a radiális irányú tágulás megakadályozására, acélgyűrűket építettek be.

8.5. Légrugók

Egy dugattyúval lezárt hengerben lévő levegőt, vagy más gázt ill. gázkeveréket, ha kisebb térfogatra összenyomunk, a nyomása megnő, majd a nyomóerő megszűnése után rugalmasan expandál. Rugalmas viselkedésük folytán a levegőt és a különböző gázokat, a gépjárműveknél megfelelő, térfogatváltozásra képes edényekbe töltve, mint pneumatikus rugókat alkalmazzák. A pneumatikus rugózás előnyei:

- zajtalan,
- karbantartást nem igényel és hosszú élettartamú,
- önlengésszáma a terheléstől független,
- a gépjármű magasságállításával ezzel könnyen és automatikusan megoldható
- a levegőnyomás növekedése folytán a rugóállandója, folyamatosan progresszív lesz.

Előnyös a légrugó alkalmazása a légfékes gépkocsiknál, mivel a fékberendezéshez szükséges levegőellátó rendszer, egyúttal képes a légrugó levegőszükségletének szállítására is. Az első légrugókat henger - dugattyús kivitelben készítették. Berugózásakor a dugattyú összenyomja a felette lévő levegőt. Mivel a folyamat gyorsan játszódik le, a levegő és a környezet között a hőcserére kevés idő áll rendelkezésre ezért, berugózásnál adiabatikus kompresszióról, kirugózásnál pedig adiabatikus expanszióról beszélhetünk, amelynek jellemzője,

$$p \cdot V^\kappa = \text{állandó}$$

ahol

- p a hengerben lévő levegő nyomása
 V a henger térfogata,
 κ az adiabatikus kitevő (értéke levegőre 1.4)

A légpárna által kifejtett nyomóerő amely a terhelést megtartja (rugóerő):

$$F_R = p \cdot A$$

Figyelembevéve, hogy a berugózás lökethossza,

$$z = \frac{V}{A}$$

A c rugóállandó a következők szerint határozható meg:

$$c = \frac{dF_R}{dz} = \frac{Adp}{dV} = A^2 \frac{dp}{dV}$$

Behelyettesítve az adiabatikus állapotváltozásra jellemző kifejezést:

$$\frac{dp}{dV} = \frac{\kappa \cdot p}{V}$$

a rugóállandóra a következő összefüggést kapjuk:

$$c = \frac{\kappa \cdot p \cdot A}{z}$$

A fentiek szerint számított rugóállandó azonban csak gyors berugózás esetén felel meg a valóságnak. Lassú berugózásnál, a fellépő hőcsere miatt már csak a kisebb értékű politropikus kitevővel számolhatunk. A rugóállandó kisebb, a rugózás pedig lágyabb lesz.

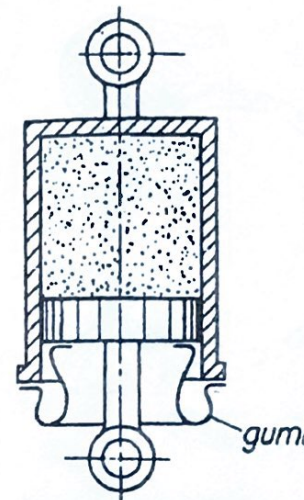
A lérugózásnál adiabatikus állapotváltozást feltételezve a fentiek szerinti rugóállandóval a lengés önfrekvenciája számítható a következőképpen:

$$\alpha = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{\kappa \cdot p \cdot A}{z \cdot \frac{p \cdot A}{g}}} = \sqrt{\frac{\kappa \cdot g}{z}}$$

A számítás azt igazolja, hogy az önfrekvencia független a tömegtől és amennyiben adiabatikus állapotváltozás esetét tételezzük fel, csak a légtérfogat, ill. a levegőoszlop z magasságának a függvénye. A gépjármű magasságállítás esetén a z rugómagasság értékét, megfelelő berendezés segítségével, állandóra állítják. Látható, hogy ezen a módon automatikusan, a rugózás önfrekvenciája is állandó lesz.

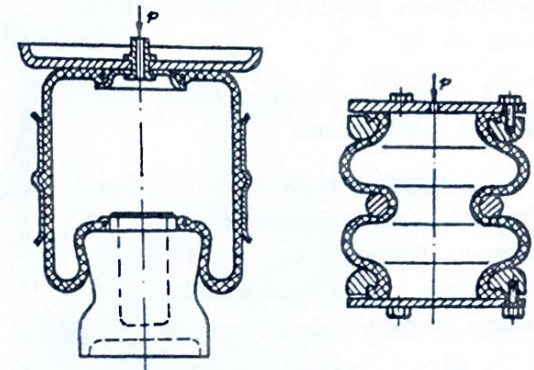
Különböző felépítésű lérugók

A lérugókat kezdetben henger - dugattyús kivitelben készítették. A levegő megszökését gumiharisnyás tömítéssel akadályozták meg, a 181. ábra szerint.



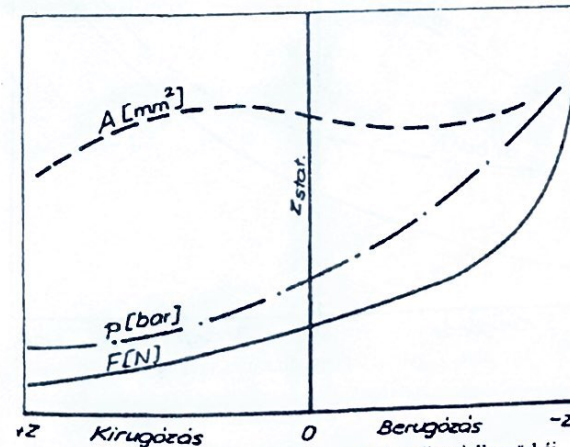
181. ábra. Hengeres lérugó, gumiharisnyás tömítéssel.

A későbbiek során azonban hamarosan áttértek a gördülő membrános és a gyűrűs lérugók alkalmazására. Vázlatukat a 182. ábrán mutatjuk be.



182. ábra. A gördülő membrános és a gyűrűs lérugó.

Az ábrán látható, hogy a rugózó levegőt tároló edény fala a gumiabroncshoz hasonlóan, textil- betétes gumi, amely légzáróan csatlakozik alul és felül az acél, vagy alumínium - lemezből készült fegyverzethez és ezen keresztül a kocsitesthez és a futóműhöz. A gumiedény radiális irányú tágulását a gördülő membrán külső oldalára szerelt acéllemez pánttal, a gyűrűs lérugónál pedig a gumiharmonika mélyedéseiben elhelyezett acélgyűrűkkel akadályozzák meg. A hengeres lérugóhoz viszonyítva



183. ábra. Gördülőmembrános lérugó dinamikus jelleggörbéi.

mind a gördülő membrános, mind a gyűrűs lérugó eltér abban, hogy berugózáskor, a begyűrődés miatt az A keresztmetszet változik. Ez pedig az előbbi összefüggések alapján a befolyásolja a jármű lengéstulajdonságait. A 183. ábrán a gördülőmembrános lérugó dinamikus jelleggörbéit mutatjuk be, állandó levegőmennyiség esetén.

A diagram A görbéje mutatja, hogy a hatásos keresztmetszet először növekszik, majd csökken. A berugózás vége felé a rugó karakterisztika meredeken emelkedő jelleget mutat.

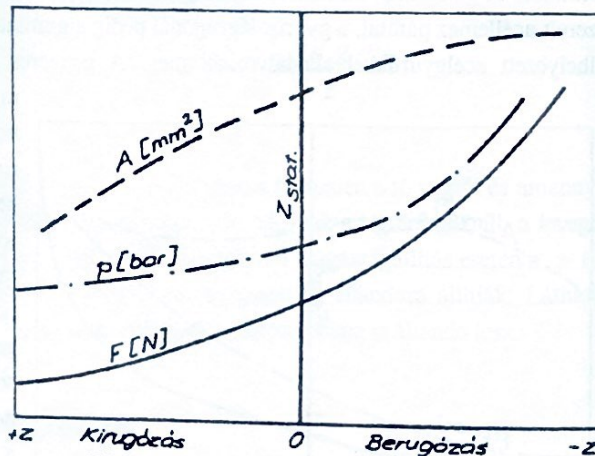
A gyűrűs lérugó falában ébredő erőket mutatjuk be a 184. ábrán.

Berugózáskor a gumiharmonika össze-nyomódik, ezért a középvonalra merőleges síkban az A keresztmetszet megnő. 185. ábra a gyűrűs lérugó dinamikus jelleggörbéit mutatja, állandó levegőmennyiség mellett.

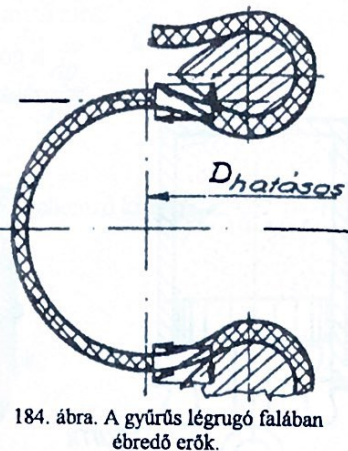
A diagram szerint, berugózáskor az A felület majdnem lineárisan növekedik. A p levegőnyomás hatvány függvény szerint növekszik, a rugóállandó pedig folyamatosan mind progresszívabb lesz.

A gyűrűs lérugó hátránya, hogy ezzel kis rugóállandó és kis önfrekvencia nem valósítható meg. A hátrány kiküszöbölése a z magasság növelésével vagy a levegőmennyiség növelésével

lehetséges ezért gyakran, pótlevegőtartállyal egészítik ki a gyűrűs lérugót. További hátrány, hogy a lérugóval a kocsi és a futómű között, sem vonó sem fékezőerő nem vihető át. Az erők átvitelére ezért vonó ill. tolórudakat kell beépíteni.



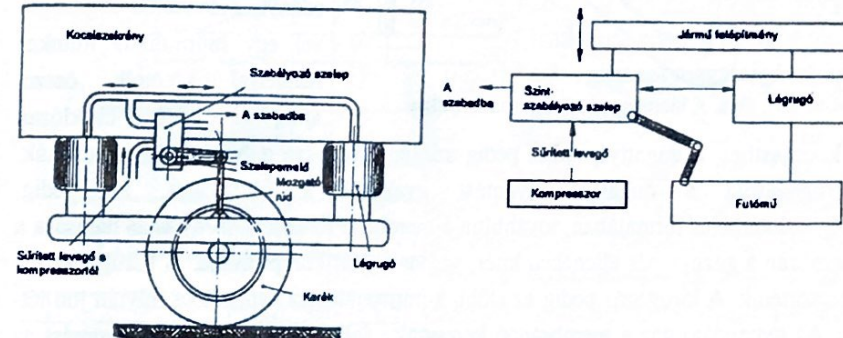
185. ábra. A gyűrűs lérugó dinamikus jelleggörbéi.



184. ábra. A gyűrűs lérugó falában ébredő erők.

A gépjármű automatikus magasságállítás, lérugóval

Amint már említettük, a lérugó kiválóan alkalmazható a gépjármű magasságállítására is. Állandó terhelés esetén, több levegő betöltésével a z magasság növelhető. A terhelés megnövelése pedig a z magasságot csökkenti. Főleg városi autóbuszoknál fontos az állandó padlómagasság beállítása a fel és leszállás megkönnyítése érdekében. A 186. ábrán a magasság beállítására alkalmas berendezés vázlatát ismertetjük.



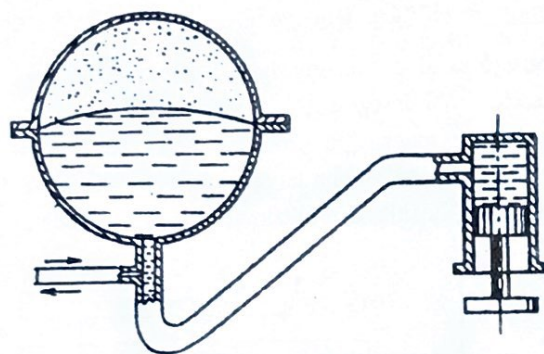
186. ábra A lérugós magasság szabályozás vázlata.

Az ábra szerinti berendezésnél a kocsi test magasságát a lérugó kisebb vagy nagyobb mértékű feltöltésével állítják be. Egy előre meghatározott magasságot a berendezés állandó értéken tud tartani úgy, hogy a terhelés növekedése esetén a kocsi testre erősített szelep amely állítókarral a futóműhöz kapcsolódik, a lérugóba töltő levegőt bocsát be, a terhelés csökkenésekor pedig a kocsi test felemelkedik, megnő a távolság a futómű és a kocsi test között, ezért az állítókar megnyitja a szelepet és levegőt enged ki a lérugóból addig amíg a kívánt magasság ismét beáll. A padló magasság állandósítása, a fel és leszállás tekintetében, különösen előnyös a városi autóbuszok üzemelése során.

A hidropneumatikus rugók

A folyadékok önmagukban, rugóelemként nem alkalmazhatók, mivel csak kismértékben összenyomhatók. Erők átvitelére és nagyfelületen történő átadására azonban jól megfelelnek.

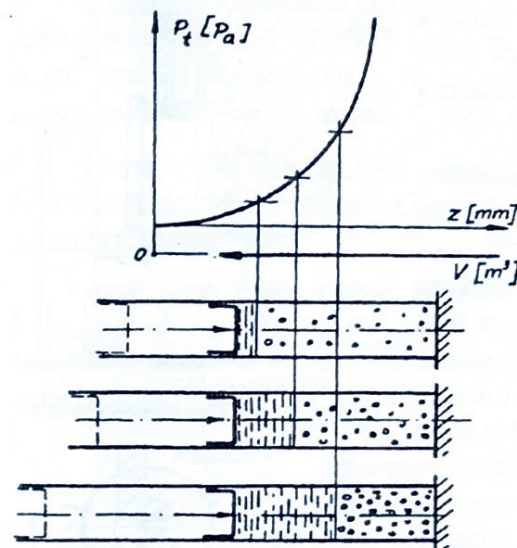
A hidropneumatikus rugózást ezen az alapon valósították meg. 187. ábra.



187. ábra. A hidropneumatikus rugózás vázlata.

a kocsitesthez, a dugattyú rudját pedig szintén csuklósan a futóműhöz kapcsolták. Berugózásnál a dugattyú nyomást gyakorol a folyadékra, az pedig, megoszlóterhelés formájában, továbbítja a membrán felületére. A nyomás hatására a membrán a gáznyomás ellenében kitér, vagyis a gázt komprimálja. A berugózás így megtörténik. A kirugózás pedig az előbb komprimált gáz expanziója folytán jön létre. Az expandáló gáz a membránon keresztül a folyadéknak adja át a nyomást az pedig a dugattyút visszanyomja eredeti helyzetébe. Látható, hogy a rugózás során a folyadék oda - vissza áramlik. Amennyiben a folyadék áramlását megfelelő fojtószelepekkel szabályozzák, úgy a berendezéssel a lengéscsillapítás is megoldható. A Hidraulika olaj mennyisége egy olajszivattyú és egy szelep segítségével szabályozható. Ezúton a kocsi magasság állítása is lehetővé válik. A magasság állítását vezérlő szelep a kocsitestre van erősítve úgy, hogy a egy karos mechanizmus segítségével érzékelni tudja a kocsitest és a futómű közti távolságot és ennek függvényében szabályozza a magasságállítást. Mivel a dugattyús munkahengert csővezetékekkel kötik a gázzal töltött rugózó elemhez, lehetőség nyílik arra, hogy a rugózóelemet a motorházban, vagy a kocsi más, a keréktől távolabb eső helyén építsék be. A rugózóelemet legtöbb esetben semleges gázzal, általában nitrogénnel töltik fel, de feltölthető levegővel, vagy más nem gyúlékony gázzal is. A 188. ábrán a magasságszabályozó hidropneumatikus rugózás diagramját mutatjuk be.

Az üres és a maximálisan megterhelt jármű esetén adódó gáztérfogat különbségét figyelembevéve az adiabatikus állapotváltozásra írható:



188. ábra. Hidropneumatikus rugó karakterisztikája, magasság szabályozás esetén.

Az összefüggést z -re rendezve és behelyettesítve a légrugó önfrekvenciájának egyenletébe, a hidropneumatikus rugó önfrekvenciájára a következő összefüggést kapjuk:

$$\alpha = \sqrt{\frac{\kappa \cdot g}{z_o}} \cdot \sqrt{\left(\frac{m}{m_o}\right)^{\frac{1}{\kappa}}} = \alpha_o \sqrt{\left(\frac{m}{m_o}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}$$

Az egyenlet azt mutatja, hogy az önfrekvencia itt már függ a kocsitest tömegétől. Növekvő terhelés esetén az önfrekvencia is növekszik.

A magasságállító berendezés elvi működése, megegyezik a légrugónál elmondottakkal. Az eltérés mindössze annyi, hogy a magasságállítás nem a levegő, hanem az olaj mennyiségének változtatásával történik.

$$\frac{V}{V_o} \left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

Mivel a gáznyomás a kocsitest tömegével, a felület állandósága miatt a pedig a térfogat a gázszint magasságával arányos, írható

$$\frac{V}{V_o} = \frac{z}{z_o} \text{ és } \frac{p_o}{p} = \frac{m_o}{m}$$

ezzel írható, hogy

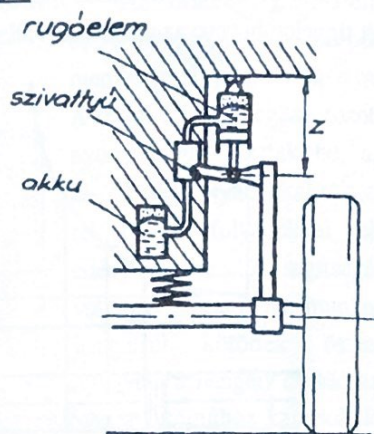
$$\frac{z}{z_o} = \left(\frac{m_o}{m} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

Az önszabályozós hidropneumatikus rugók

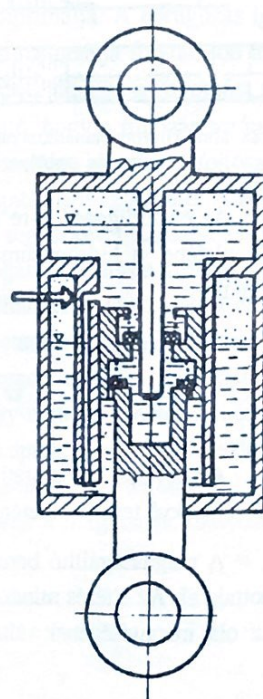
A hidropneumatikus rugók különleges megoldásai az önszabályozós rugók, melyek a magasság állításhoz nem igényelnek külön szabályozó szerkezetet. Működési vázlatukat a 189. ábrán mutatjuk be.

A berendezés részei: A hidropneumatikus rugózó elem, amelynél a membránnal bezárt gáztér és a futóműhöz csatlakozó dugattyú közti teret a hidraulika folyadék tölti ki. Az olajszivattyút egy kar segítségével a kocsi lengései működtetik. A terhelés növekedése esetén a kocstitest lesüllyed. A szivattyú ekkor a hidraulikus akkumulátorból folyadékot szállít a rugózó elembe a z magasság eléréséig, majd azután üresjáratban működik tovább. A terhelés csökkenésekor pedig, a folyadék visszaengedésével állítja be a z magasságot. A helyszükséglet csökkentése érdekében, készítenek olyan önszabályozós hidropneumatikus rugókat amelyeknél az összes szerkezeti elem egy házban helyezkedik el. Ilyet mutatunk be a 180. ábrán.

Az ábrán bemutatott módon, a rugózó elemmel azonos házba építették a szivattyút és az akkumulátort is. Ezzel a berendezés helyigénye jelentősen csökkent. A beállított z magasságot a nyíllal jelölt furat magassága határozza meg.



189. ábra. Az önszabályozós, hidropneumatikus rugó működés vázlata.



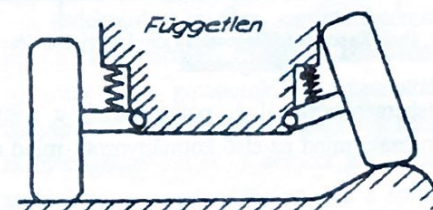
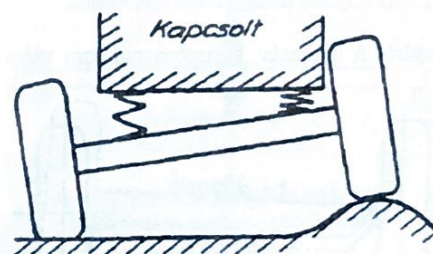
190. ábra. Önszabályozós hidropneumatikus rugó.

9. Gépjármű kerékelfüggesztések

A gépjárművek úttartási és kanyarodási tulajdonságait a kerekek felfüggesztése, jelentős mértékben befolyásolja. A kerekek tengelyeit nem szabad a kocstitesthez, me-reven rögzíteni, hanem rugalmas, de korlátozott elmozdulást kell biztosítani a kocstitest és a kerék tengelye között.

A kerékelfüggesztésnek tehát biztosítania kell a kerék megvezetését a kocstitesthez viszonyítva, valamint a rugózás lehetőségét a kényelmesebb utazás, valamint a szerkezeti részek szétrázódástól való megkímélése érdekében.

Vannak olyan rugók amelyek a kereket is megvezetik. Ilyenek például a laprugókötegek, amelyek képesek a rugózás mellett a vonó ill. a tolóerő átadására is. Más felfüggesztéseknél a beépített rugó csak a rugózás feladatát látja el, a kerékvezetést pedig külön, vonórudakkal kell biztosítani.



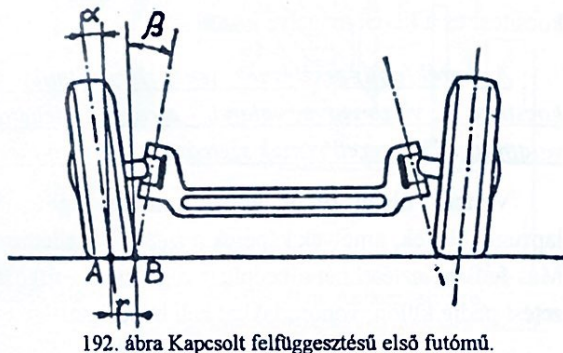
191. ábra. A kapcsolt és a független kerékelfüggesztés vázlata.

A kerékelfüggesztéseket két nagy csoportra osztjuk, ezek a kapcsolt felfüggesztések, valamint a független felfüggesztések csoportja. 191. ábra.

A kapcsolt felfüggesztésnek jellemzője, hogy a két kerék egy merev tengely két végén forog. Amennyiben egyik kerék berugózik, a közös tengely a másik kereket is elbillenti. A független kerékelfüggesztés esetén a kerekeknek nincsen közös tengelyük. Minden kerék külön rugózott tengelyen forog, ezért az egyik kerék berugózása a független a másik keréktől.

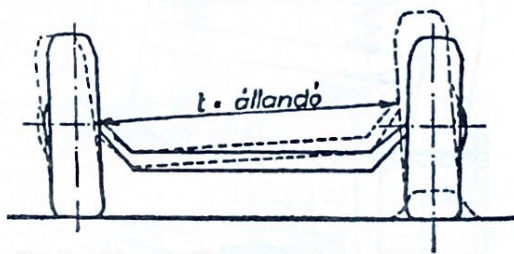
9.1. Kapcsolt kerékfelfüggesztések

A korábbi időkben, egyszerűségük folytán, a kapcsolt (régebbi elnevezéssel, merev) kerék - felfüggesztéseket kedvelték. Az első futóműhöz, általában súlyesztékes kovácsolással elkészítették az első hidat. A két végén a függőcsapszeg részére fúratot készítettek és a függőcsapszeggel hozzákapcsolták az elkormányozható csonktengelyt, amint azt a 192. ábra mutatja. A futómű beállítási szögeinek helyzetét már a gyártás során figyelembe vették, de a pontosabb beállítás lehetőségeit általában biztosították.



192. ábra Kapcsolt felfüggesztésű első futómű.

A merev elsőhid előnye a nagy teherbírás. A nyomtáv, berugózásnál sem változik számottevően így a kormányösszekötő rúd hossza is állandó maradhat. Hátránya viszont, hogy amint már említettük, az egyik kerék rugózása esetén a másik is elbillen, amint a 193. ábrán látható és ez, különösen a nagy haladási sebességeknél, hátrányosan befolyásolja az úttartást

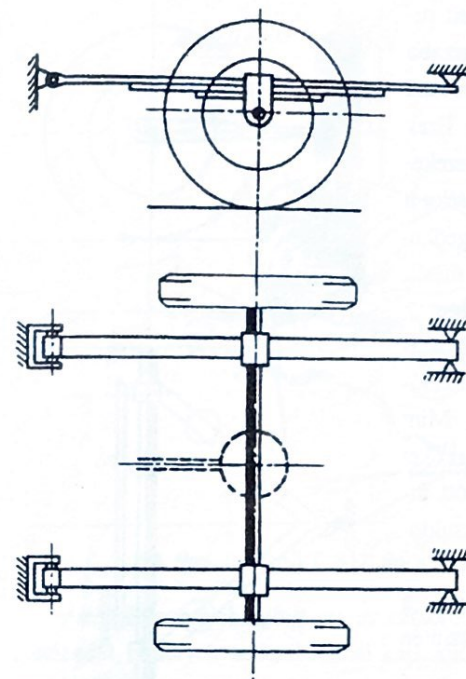


193. ábra. Kapcsolt felfüggesztésű kerekek viselkedése berugózásnál.

A kapcsolt felfüggesztést, főleg tehergépkocsiknál és pótkocsiknál, a nagy teherbírás folytán ma is szívesen alkalmazzák, mind az első kormányozott, mind a hátsó meghajtott kerekeknél.

A legtöbb esetben laprugóval építik össze, mivel a laprugó mind vonóerő, mind fékezőerő átvitelére alkalmas. Ezen a módon vonórúdakra nincs szükség. A 194. ábrán meghajtott kerekű, laprugóval szerelt hátsóhidat mutatunk be.

Az ábra szerinti futómű napjainkban a tehergépkocsiknál, de régebben a személygépkocsik futóműveinél is gyakran előfordult. Az elsőkerék-hajtások elterjedése során azonban kivitele a személygépkocsiknál megváltozott. A 195. ábra egy spirálrugóval szerelt hátsó futóművet mutat be.

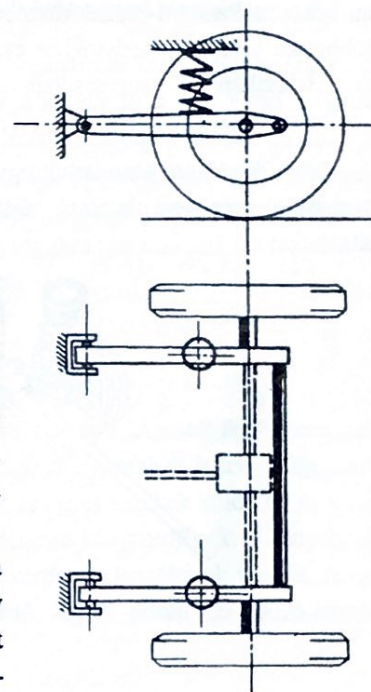


194. ábra. Kapcsolt felfüggesztésű hátsóhid, laprugóval és meghajtott kerekekkel.

felfüggesztésű hátsó futóműjét mutatjuk be.

Érdekessége az ábra szerinti futóműnek, hogy a két vonórúdat, a kocsitest közepvonalán egyesítették és gömbcsuklóval kapcsolták a kocsitesthez. Ezen a módon a két kerék berugózását megkönnyítették. A kerekek megvezetését azonban a kocsitesthez viszonyítva a spirálrugók nem biztosítják, ezért az oldalirányú megvezetés érdekében egy keresztmerevítő u.n. Panhard-rudat kellett csatlakoztatni, a futómű és a kocsitest közé bekapcsolni. A 197. ábrán egy kapcsolt felfüggesztésű, spirálrugós, meghajtott kerekű, valóságban kivitelezett hátsóhidat mutatunk be.

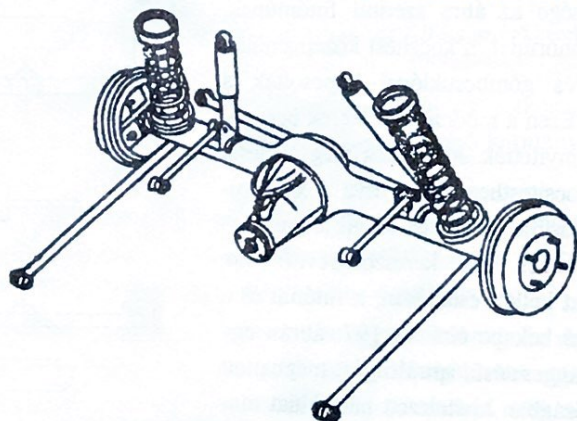
A spirálrugók nem képesek vonó vagy fékezőerő átvitelére ezért itt vonórúdaknak kell beépíteni. Az ábra szerint a rugók a vonórúdakra támaszkodnak, a két vonórúd végét pedig egy keresztléc behegesztésével összekötötték és merevítették. Az így kialakított lengő keret már alkalmas az oldalirányú erők felvételére is. Az ábrán szaggatott vonallal rajzolva bemutatjuk, hogy ez a lengő keret, differenciálmű és féltengelyek beépítésével hátsókerék hajtásra is alkalmas lehet. A 196. ábrán elsőkerék hajtású kocsit, spirálrugós, kapcsolt



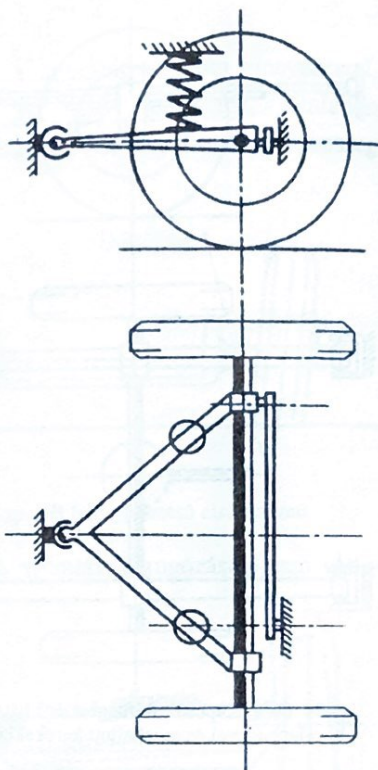
195. ábra. Spirálrugós hátsó futómű.

A spirálrugók a tengelytokra hegesztett rugótányérokra támaszkodnak. A két hosszabb vonórúd szilentblokkal kapcsolódik a kerekek mellett a tengelytokhoz és a kocsitesthez. Ezek viszik át a vonóerőt és a fékező erőt. A kereken kifejtett hajtónyomaték reakciónyomatéka a tengelytokot elfordítani akarja. Ez nem engedhető meg, ezért a tengelytok felső részéhez másik két vonórúdat csatlakoztatnak, ugyancsak szilentblokkal, amelyek a kocsitesthez csatlakozva megakadályozzák a tengelytok, reakciónyomaték hatására történő elfordulását. Mint ismeretes a spirálrugók az oldalirányú erőket sem tudják a kocsitest és a kerekek között átvenni. ezt a hátrányt, a keresztirányban csuklósan bekötött Panhard-rúddal küszöbölik ki. Az előbbieken kívül a tengelytokhoz csatlakozik a két teleszkópos lengéscsillapító, szintén gumibetétes csatlakozófejjel.

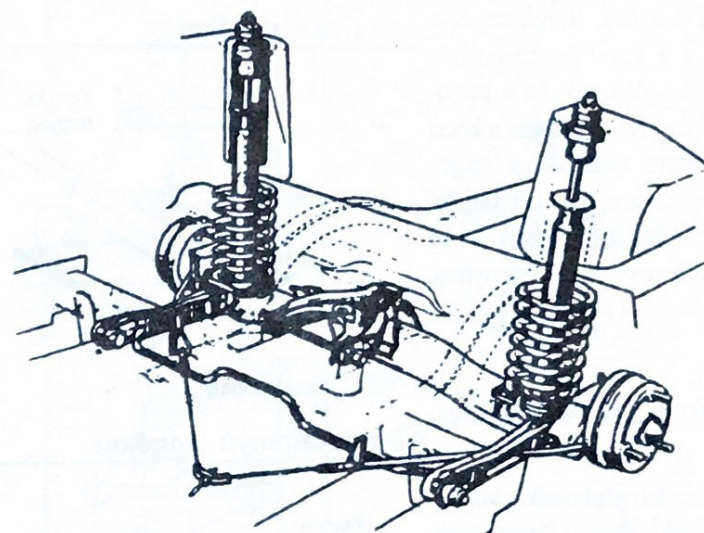
A 198. ábrán bemutatjuk egy elsőkerék meghajtású gépkocsi kapcsolt felfüggesztésű hátsóhidját.



197. ábra. Hátsókerék hajtású LADA 1200 tip. szgk. hátsóhidja.



196. ábra. Spirálrugós, kapcsolt felfüggesztésű hátsó futómű, Panhard-rúddal.



198. ábra. RENAULT R12. tip. szgk. kapcsolt felfüggesztésű hátsó hidja.

Az acéllemezről sajtolt merev hátsóhidhoz hegesztéssel kapcsolták hozzá a két vonórúdat, amelyek szilentblokkal kapcsolódnak a kocsitesthez. Bár ennél a hajtónyomaték reakciónyomatéka nem terheli a hátsóhidat a fékezőnyomaték azonban el akarja fordítani. Ennek ellensúlyozására szolgál a hid közepén csuklósan csatlakozó, elágazó bekötés, ami az oldalerők felvételére is képes. A spirálrugók a hátsóhidon elhelyezkedő rugótányérokra támaszkodnak, felső végükre támaszkodik a kocsitest. A lengéscsillapítókat a spirálrugókban helyezték el.

9.2. Független kerékfelfüggesztések

Az utazási sebességek felső határának növekedésével, a kapcsolt felfüggesztések helyett, különösen a kormányozott első kerekeknél, előnyösebbek lettek a független felfüggesztésű futóművek. Ezek jellemzője, hogy az egyes kerekek külön be és kirugóznak, a nélkül, hogy a másik kereket elbillenésre kényszerítenék. Könnyebbek de drágábbak mint a kapcsolt felfüggesztések. A kerekeket lengőkarok vezetik. A rugózásuk pedig bármelyik rugó típussal megoldható. A 199. ábrán különböző lengőkar elrendezéseket mutatunk be.

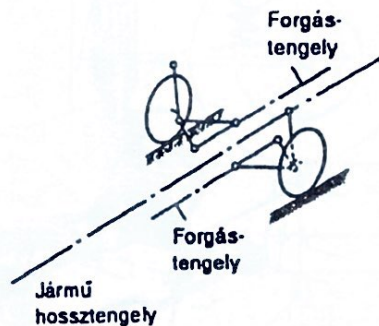
Ha a lengőkar forgástengelye párhuzamos a kocsi hossztengetyével, keresztlengőkarnak, ha a lengőkar forgástengelye merőleges a kocsi hossztengetyére hosszirányú lengőkarnak, ha pedig a lengőkar forgástengelye ferdén helyezkedik el a jármű hossztengetyéhez viszonyítva, ferde lengőkarnak nevezzük.

Független elsőkerék felfüggesztések

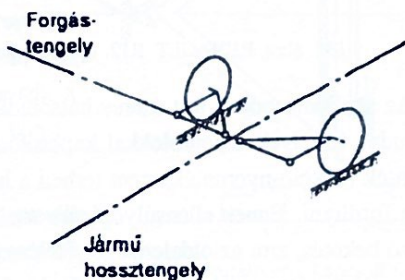
A személygépkocsik kormányozott elsőkerekeinél leggyakrabban a kettős keresztlengőkaros futóművet alkalmazzák. Ilyet mutatunk be a 200. ábrán.

A két lengőkar közül az egyik (vagy mindkettő) trapéz alakú és két helyen kapcsolódik, csuklósan a kocsitesthez. Ezen a módon a kerék haladásiirányú megvezetése is megfelelően biztosítható. A kocsitest ennél a megoldásnál, spirálrugón keresztül támaszkodik az alsó trapézrugótányérjára. A lengéscsillapítót pedig a rugón belül építették be. Az ábrán jól látható, hogy a két lengőkar hossza különböző és a forgástengelyük is különböző távolságra esik a kocsi középvonalától.

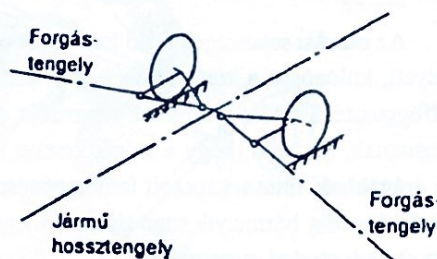
Keresztlengőkar



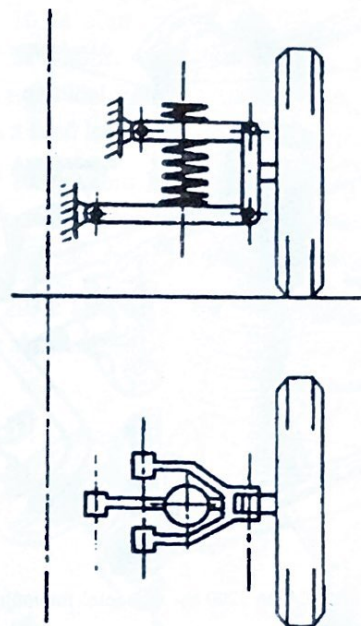
Hosszirányú lengőkar



Ferde lengőkar

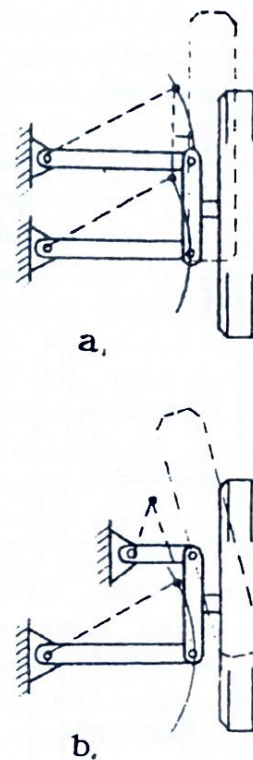


199. ábra. Különböző lengőkar elrendezések.



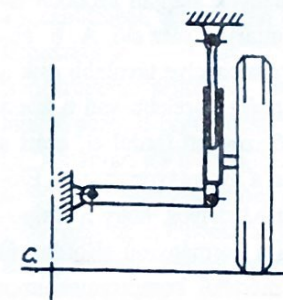
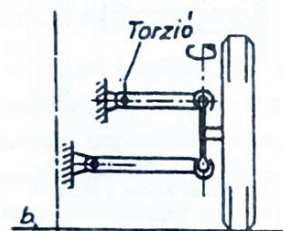
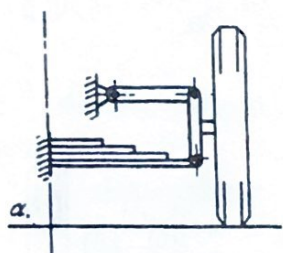
200. ábra. Kettős, keresztlengőkaros első futómű.

A 201. ábrán jól szemléltethető, ha a lengőkarok hossza egyforma lenne és a forgástengelyük pedig egyforma távolságra esne a kocsi középvonalától, berugózásnál a kerék a saját síkjával párhuzamosan mozdulna el felfelé és a kocsi középvonala irányában. A két elsőkerék között ezért a nyomtáv csökkenne, ami a kerék oldalirányú megcsúszásával járna. Az előbbi tanulmányok alapján azonban ismeretes, hogy a kerék oldalirányú csúszása bizonytalan uttartást idéz elő. A b ábrán bemutatott vázlaton a felső lengőkar rövidebb és forgástengelye távolabb esik a kocsi középvonalától, az alsó hosszabb, forgástengelye pedig közelebb van a kocsi középvonalához. Berugózásnál a két lengőkar különböző szögben fordul el, ezért a kerék a kocsitest felé megdől, a kerék talppontja azonban a nyomtávon marad. Előnyös, hogy az oldalirányú kerékcsúszás elmarad, viszont hátrányos, hogy a forgástengelyéből kibillentett keréknél pörgettyűhatás lép fel, ami a kormánymű elfordítását megnehezítheti. A futómű tervezésénél ezért bizonyos mértékű kompromisszumot kell alkalmazni. A 202. ábrán egy kivitelezett első futómű robbantott rajzát mutatjuk be, a független felfüggesztésű első futómű szerkezeti részeinek tanulmányozására.

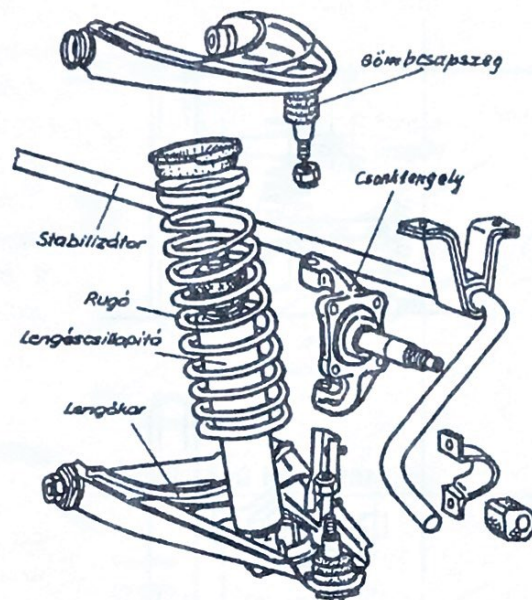


201. ábra. A lengőkarok hosszának hatása a nyomtáv tartásra.

Az ábrán jól felismerhető a különböző hosszúságú két lengő trapézkar. A spirálrugó az alsó trapézra támaszkodik és a rugón belül szerelt teleszkópos lengéscsillapító szintén az alsó trapézkarhoz csatlakozik. A függőcsapszeg



203. ábra. Különböző rugózások, a személygépkocsi független elsőkerék felfüggesztéseknél.



202. ábra. LADA 1200 tip. szgk. első futóműje.

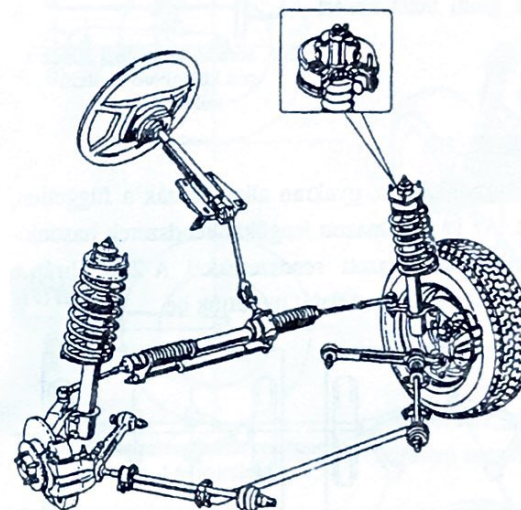
get két db. gömbcsapszeg helyettesíti, amelyek kúposan illeszkednek a csonktengely tömbjének fúratában és kirázódás ellen koronás anyával vannak biztosítva. A kerék berugózása és az egyidejű kormányzás miatt itt, bizonyos mértékű, mindenirányú elfordulást kell biztosítani. A hengeres csapszeg erre alkalmatlan lenne, de a gömbcsapszeg képes a mindenirányú elfordulásra. A két gömbcsapszeget úgy helyezik el, hogy a középpontjukon átvezetett egyenes dőlésszöge a függőlegeshez viszonyítva, megegyezik a csapterpesztés, valamint a csap hátradőlés szögével. Az alsó trapézkar felerősítését úgy oldották meg, hogy azzal korrigálni lehet az esetleg helytelen futómű beállításokat. A rajzon feltüntetjük a kanyarstabilizátort is. Ennek a feladatát később még ismertetni fogjuk.

A személygépkocsi független felfüggesztésű futóműveinél különböző rugókat lehet beépíteni. A 203. ábrán bemutatunk néhány megoldást.

A 203/a ábra kereszt lengőkarral és keresztben elhelyezett laprugókötéggel kombinált rugózás vázlatát mutatja be. A kocstesthez a rugókötég közepe csatlakozik, míg az oldal irányban kinyúló vége, a rugózás mellett helyettesíti az alsó, más esetben a felső lengőkart.

A 203/b. ábra két keresztlengőkart mutat be. A lengőkarok gömbcsuklóval kapcsolódnak a csonktengelyhez. A felső lengőkar pedig egy torziós rugó karját képezi. A rugózást ezen keresztül oldják meg.

A 203/c ábra a Mc Pherson rugózás vázlatát ábrázolja a rugó feltüntetése nélkül. Az alsó lengőkar az előbbiekhöz hasonlóan csatlakozik a kocstesthez. A felső len-

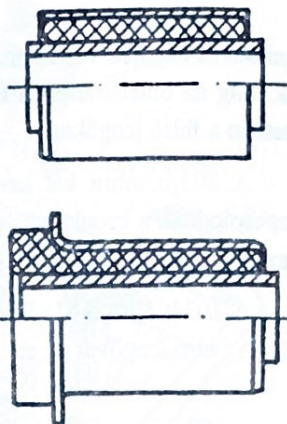


204 ábra. A FIAT REGATA 70 S tip. személygépkocsi Mc Pherson rugózású első futóműje.

gőkart a megerősített lengéscsillapító helyettesíti úgy, hogy a lengéscsillapító külső hengere a csonktengely tömbhöz szorosan csatlakozik, a dugattyúrúd pedig a sárvédő mellett, a kocstest megerősített részéhez egy csapággal rögzítették úgy, hogy kormányzás esetén a csapággyban elfordulhat. A spirálrugó a lengéscsillapító hengerén, hegesztéssel felerősített rugótányérra támaszkodik. (az u.n. gólyaláb) A futómű részletesebb rajza a 204. ábrán látható.

Az ábra jól mutatja a csonktengelyhez szorosan csatlakozó lengéscsillapítót a rugótányérra támaszkodó spirálrugóval, valamint a kinagyított ábrán, a dugattyúrúd csapággal történő megfogását. A kereket haladásirányban a lengőkar és a hozzá kapcsolódó menetes végű és anyával rögzített vonórúd vezeti. A vonórúddal erősítették a kanyarstabilizátort is. A futóműhöz csatlakozik a fogasléc, biztonsági kormányoszloppal szerelt kormánymű.

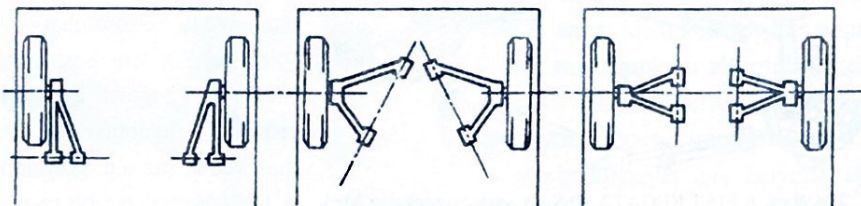
A 205. ábrán a különböző vonó és összekötőrudak csapágyazására szolgáló gumi betétek, u.n. szilentblokkok rajza látható. Tulajdonképpen ezek egy külső és egy belső cső közé vulkanizált, olajálló műgumi betétek. Szerelésnél a külső csövet szorosan illesztik a csapágyházban. A belső csőben pedig szorosan illesztik és rögzítik a csapszeget. A kar elfordulásánál ezért nem a csőperselyek fordulnak el a csapágyfészekben, hanem a gumibetét csavarodik el. Ezen a módon lehetővé válik a kar zajtalan és hézagmentes elfordulása. További előny, hogy a gumi betét kenést vagy más gondozást nem igényel.



205. ábra. A futóműnél alkalmazott különböző kivitelű szilentblokkok.

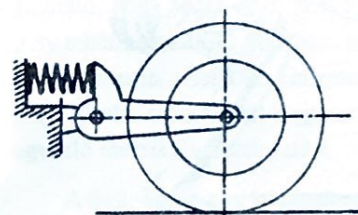
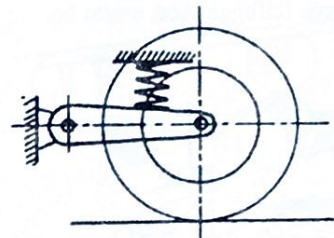
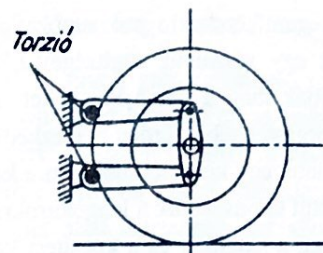
Független hátsókerek felfüggesztések

A személygépkocsi hátsókerekéknél szintén, gyakran alkalmazzák a független, lengőkaros kerék felfüggesztéseket. Az itt alkalmazott lengőkar rendszerek hasonlóak, de nem azonosak az elsőkerékeknél alkalmazott rendszerekkel. A 206. ábrán a hátsókerekéknél használatos lengőkar rendszerek vázlatát mutatjuk be.



206. ábra. A hátsó futóművek lengőkar rendszerei.

Az ábra szerinti sorrendben látható a hosszlengőkaros, a ferdelengőkaros, valamint a kereszt - lengőkaros rendszer vázlata. A lengőkarokhoz leggyakrabban a spirálrugókat alkalmazzák, de többféle rugó beépítése lehetséges. A 207. ábrán torziósrugóval és spirálrugóval szerelt hossz -lengőkaros rendszerek vázlatát mutatjuk be.



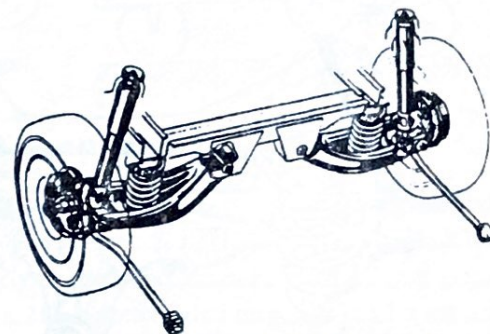
207. ábra. Hosszlengőkaros rendszerek torziósrugóval és spirálrugóval.

között vonórúd biztosítja. A lengőkarra támaszkodik a spirálrugó és hozzá kapcsolódik a lengéscsillapító. A 209. ábra kivitelezett ferdelengőkaros hátsókerek felfüggesztést mutat be.

Az ábra szerinti felfüggesztési módot a nagyobb méretű és költségsőbb kivitelű kocsiknál al-

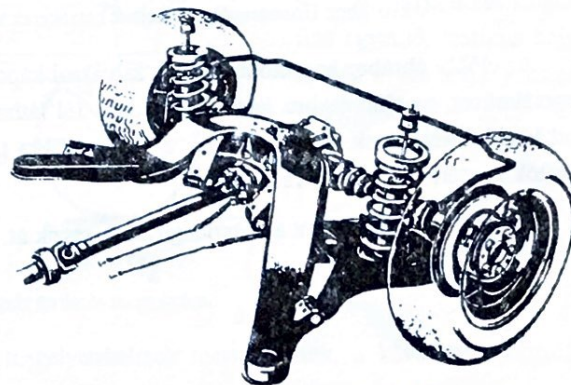
A torziósrugók a lengőkarok tengelyeit helyettesítik. A lengőkar elfordulásakor a rugóban ébredő csavarófeszültség következtében történik a rugózás. A spirálrugók általában a lengőkarra mint egy vagy kétkarú előre támaszkodnak.

Szemléltetés céljából a 208. ábrán bemutunk egy gyakorlatban kivitelezett, keresztlengőkaros hátsó futóművet.



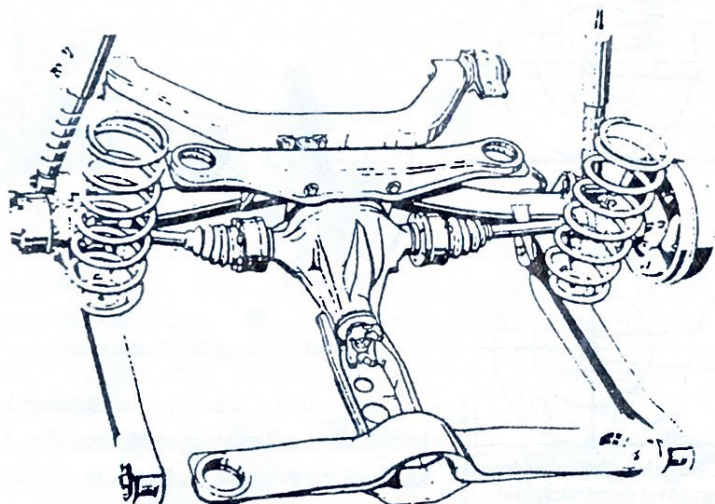
208. ábra. Keresztlengőkaros hátsó futómű.

Az ábra szerinti keresztlengőkar a kocsitesthez szilentblokkal kapcsolódik. A hosszirányú megvezetést, a lengőkar és a kocsitest



209. ábra. Ferdelengőkaros hátsókerek felfüggesztés.

kalmazzák, főleg hátsókerek hajtásoknál. A fűvott gumikerekre eső rugózatlan tömeg csökkentése érdekében, a differenciálművet egy részalváz segítségével, a kocstesthez rögzítették és lengő féltengelyekkel hajtják meg a hátsó kerekeket. A kocstest középvonalához viszonyítva a lengőkarok forgástengelye ferdén helyezkedik el úgy, hogy a középvonalhoz közelebb eső forgáspontja egy kevéssel mélyebbre kerül mint a külső. A kocstest a spirál -rugókon keresztül támaszkodik a lengőkarokra. A lengéscsillapító pedig a rugón belül helyezkedik el, a lengőkar és a kocstest között. Ez a hátsó futómű mind kanyarodás, mind egyenes irányú haladás esetén jó úrtartást biztosít. A 210. ábra hosszlengőkaros hátsókerek felfüggesztést mutat be.



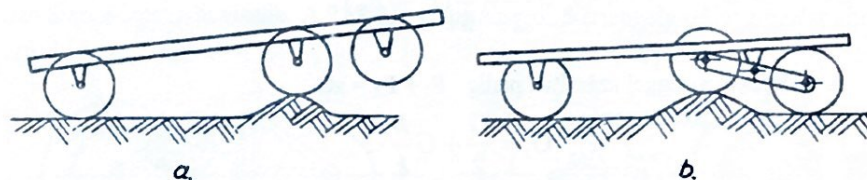
210. ábra. Hosszlengőkaros hajtott hátsókerek felfüggesztés.

Az előbbi ábrához hasonlóan itt is részalvázal kapcsolják a kocstesthez a differenciálművet, az előbbiekhöz hasonló okokból. Jól láthatók a kardáncsuklóval ellátott lengő féltengelyek. A spirálrugók a lengőkarokra támaszkodnak. A lengéscsillapítók szintén ezekhez kapcsolódnak.

A vonó és a fékező erőt a hosszlengőkarok viszik át.

9.3. Ikertengelyek felfüggesztése

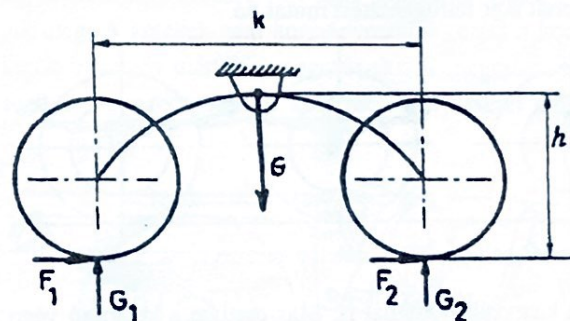
A fűvott gumikerek nem terhelhető korlátlanul. Tehergépkocsiknál ezért a nagyobb terhet hordozó hátsó tengelyre kettős kerekeket, más néven ikerkerekereket szerelnek. Léteznek azonban olyan nagy terhelésű gépkocsik is amelyeknél az ikerkerék sem elegendő a terhet hordozására. Az ilyen gépkocsiknál ezért az erősen terhelte rakfelület alatt ikertengelyeket alkalmaznak, ikerkerekkel. Az ikertengelyek felfüggesztésénél azonban a tengelyek közti teherelosztásra ügyeni kell. 211. ábra.



211. ábra. Ikertengelyek felfüggesztése.

A 211/a ábrán az ikertengelyek közti terhelésmegosztás nincs megvalósítva. Látható, hogy ha az egyik tengelyen lévő kerek akadályra futnak fel, a másik tengely tehermentesül és az előbbi tengely terhelése kétszeresére nő. Ezt a fűvott gumik általában nem viselik el. Helyesebb a 211./b ábra szerinti megoldás, ahol a két tengelyt himba szerkezettel függesztik fel és így lehetővé teszik a két tengely között az egyenlő mértékű teherelosztást.

A 212. ábrán egy középen csuklósan felfüggesztett ikertengely vázlata látható.



212. ábra Csuklós ikertengely terhelés megosztása.

Tekintettel arra, hogy a himba karja a két tengely felé egyenlő, statikus helyzetben a két tengely terhelése egyenlő.

$$G_1 = \frac{G}{2}$$

$$G_2 = \frac{G}{2}$$

Fékezésnél azonban a tengelyterhelések megváltoznak, a következő számítás szerint:

A csuklópontra felírható nyomatéki egyenlet:

$$G_1 \frac{k}{2} - G_2 \frac{k}{2} - (F_1 + F_2) \cdot h = 0$$

Amelyből $G_1 + G_2 = G$ összefüggés felhasználásával:

$$G_1 = \frac{G}{2} + \frac{h}{k} (F_1 + F_2)$$

$$G_2 = \frac{G}{2} - \frac{h}{k} (F_1 + F_2)$$

A z lefékezésséggel számítva pedig $F_1 + F_2 = zG$

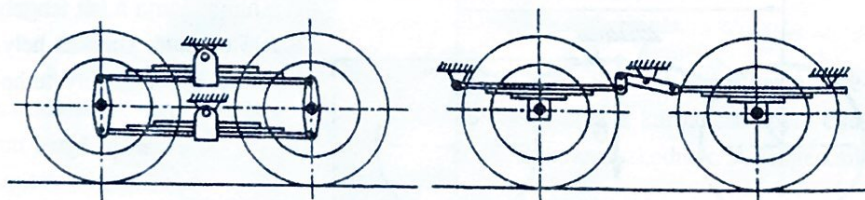
$$G_1 = \frac{G}{2} + G \frac{h}{k} \cdot z$$

$$G_2 = \frac{G}{2} - G \frac{h}{k} \cdot z$$

A számítások azt bizonyítják, hogy fékezésnél az elsőtengely túlterhelődik a hátsó pedig tehermentesül. Gyorsításnál a fékező erő helyett, ellentétes irányban a vonóerő lép fel, ezért a hátsótengely terhelése növekszik, az első pedig tehermentesül.

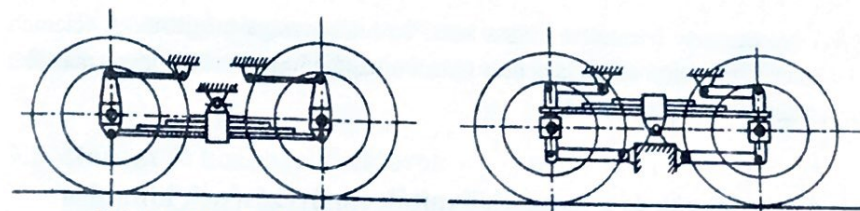
A tengelyterhelések változását az ikertengelyek felfüggesztésének módja jelentős mértékben befolyásolja. A számításokat ezért a felfüggesztés szerkezeti kivitelétől függően kell elvégezni.

A 213. ábra laprugóval szerelt iker felfüggesztést mutat be.



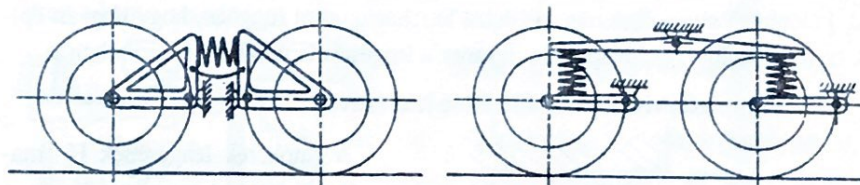
213. ábra. Ikertengelyes, laprugókkal szerelt futóművek.

A laprugó helyettesítheti a kiegyenlítő himbát is. Más esetben a két rugó vége közé épített himba végzi el a kiegyenlítést. A 214. ábra hosszlengőkarokkal kombinált, laprugós ikertengely felfüggesztést mutat be.



214. ábra. Hosszlengőkarokkal kombinált, laprugós ikertengely felfüggesztések.

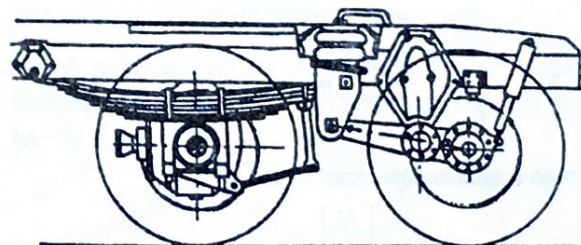
A kerekek haladásiirányú megvezetését a hosszlengőkarok végzik. A terhelést azonban a laprugók viselik. A 215. ábra. spirálrugós ikertengely felfüggesztést ábrázol.



215. ábra. Spirálrugós ikertengely felfüggesztések.

A spirálrugó vonó vagy tolóerőket nem képes átvinni, ezért itt a lengőkarokra nagyobb szükség van mint más rugózások esetén. Az ábrákon bemutatott futóműveken túl, még számos más megoldású futóművet készítenek. Ha számítást akarunk végezni, azt mindig az adott konstrukciótól függően kell megoldani.

Az ikertengelyes hátsó futóműveknél a kerekek kapcsolt felfüggesztésűek. Elvileg mind a négy kereket meg lehet hajtani, de legtöbb esetben az elsőkereket hajtják meg. A kerekek nem kormányozottak, ezért a kocsikanyarodása esetén a négy kerék bizonyos mértékig megcsúszik. A megcsúszás mellett a gumideformáció is segít a kanyarodásban. A könnyebb kanyarvétel érdekében azért készítenek olyan futóműveket amelyeknél,



216. ábra. Felemelhető hátsó ikertengely.

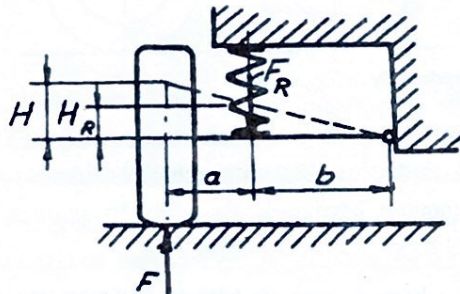
amelyeknél, üres kocsival történő utazás esetén, a kanyarodás megkönnyítése érdekében, a hátsó tengelyt hidraulika segítségével fel emelik az uttestről. Ilyen megoldást mutatunk be a 216. ábrán.

A hátsótengely felemelése után a kocs fordulékonysága megjavul. A felemelt hátsókerekek gördülési ellenállása nem terheli a hajtóművet, ezért bizonyos mértékű fogyasztáscsökkenés is várható.

9.4. A hordrugók és a lengéscsillapítók elhelyezésének kihatása

A járművek hordrugóit általában úgy építik be, hogy a rugózás iránya a tengely lengésének irányával, megközelítően megegyezzen. A rugók sohasem a kerék felfekvési pontjában hatnak, ezért a felfüggesztésre hatásos rugóállandó, sohasem azonos a választott rugó rugóállandójával. Megfogalmazható úgy is, hogy a kiválasztott rugóval, különböző merevségű rugózást lehet létrehozni, attól függően, hogy hogyan építik be a futóműbe. Megállapítható ugyanez a lengéscsillapítók kapcsolatban is.

A kerék lengési viszonyai a 217. ábra jelöléseivel:



217. ábra. Keresztlengőkaros spirál rugós futómű lengései.

A futókerék lengésének H magassága a rugó összenyomódás és a karáttétel függvényében a következők szerint számítható:

$$H = \frac{a+b}{b} H_R$$

A kerék és az útfelület közt ébredő erő a rugóerő és a karáttétel ismeretében:

$$F = \frac{b}{a+b} \cdot F_R$$

A kerékfelfekvési pontban hatásos c rugóállandó:

$$c = \frac{F}{H} = \frac{b}{a+b} \cdot \frac{F_R}{H_R} \left[\frac{N}{m} \right]$$

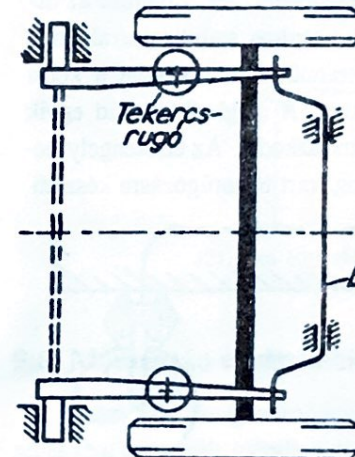
$F_R / H_R = c_R$ (a csavarrugó rugóállandója) ezzel írható:

$$c = \frac{b^2}{(a+b)^2} \cdot c_R \left[\frac{N}{m} \right]$$

Az egyenletek alapján megállapítható, hogy a kerék alátámasztási pontjában működő rugóállandó, de a csillapítási tényező is, a karáttétel négyzetével változik.

9.5. Haránt és hosszstabilizátorok

Abban az esetben, ha a gépkocsinak egyik kereke egy akadályra felfut és berugózik, a kocstitest tehetetlenségénél fogva csak bizonyos késéssel követi a kerék elmozdulását, közben a másik oldali rugó terhelése csökken. A kocstitest a gyengébb rugóerő irányában elbillen, majd a berugózás megszűnése után, a billenés iránya elentétesre változik. A kocszi keresztirányú lengését a harántstabilizátor, más elnevezés szerint a kanyarstabilizátor ellensúlyozza. Vázlatát a 218. ábrán mutatjuk be.

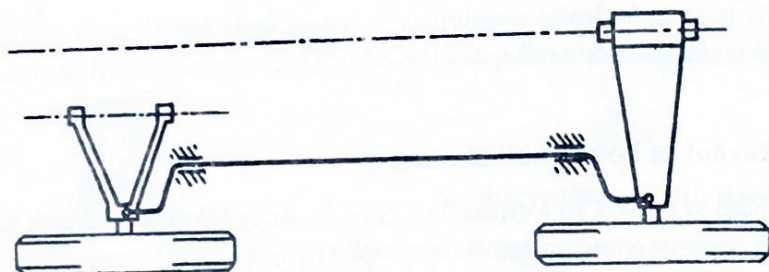


218. ábra. Hosszslengőkaros futómű a B harántstabilizátorral.

A haránt irányú stabilizátor (az ábrán B jelű,) tulajdonképpen egy torziósrúd amely két db. szilentblokkal csuklósan kapcsolódik a kocstitesthez, a meghajlított két vége pedig a két lengőkarhoz szintén szilentblokkal csatlakozik. Az egyik kerék berugózása esetén a torziósrúd lengőkarhoz csatlakozó vége is elfordul és ezzel csavarófeszültséget hoz létre a torziósrúdban ez pedig a másik kereket is, bizonyos mértékű berugózásra kényszeríti. A harántstabilizátor a kocstitest és futómű, egymáshoz viszonyított párhuzamos helyzetét igyekszik visszaállítani, ezzel az oldalirányú lengéseket mérsékeli. Kanyarodás esetén a

külső kerekek berugózása miatt, a kocs ki felé billen. A harántstabilizátor ekkor a belső kerekeket is bizonyos mértékű berugózásra kényszeríti, ezáltal a billenés mértéke csökken és a vezető biztonság érzete javul.

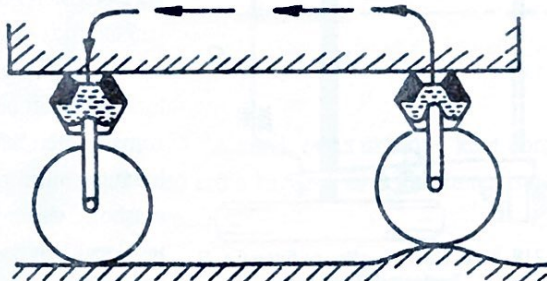
A stabilizátorral nemcsak a keresztirányú lengéseket, hanem a hosszirányú bólintásokat is befolyásolni lehet. A 219. ábra hosszirányú stabilizátor vázlatát mutatja be.



219. ábra Hosszirányú stabilizátor.

Köztudott, hogy fékezésnél a kocsí súlypontjában ébredő tömegerő az elsőtengelyen túlterhelést, a hátsótengelyen pedig terhelés csökkenést okoz. A kocsí ezért haladás irányú, bólintó mozgást végez. Ez a jelenség a fékezés, valamint az úttartás tekintetében előnytelen. A kocsí hosszirányában beépített stabilizátorral ezt a hátrányt mérsékelni lehet. Az ábra szerint a meghosszabbított torziósrúd a kocsí hossz irányában kapcsolják szilentrblokkal a kocsitesthez. A meghajlított rúd egyik vége az első, a másik vége pedig a hátsó lengőtagra támaszkodik. Az elsőtengely berugózásakor a rugalmasan elcsavarodó rúd a hátsó lengőkart is berugózásra készíti. A kocsí bólintó mozgása így sokkal kisebb lehet.

Egyes gépkocsí típusoknál a kocsí bolintó mozgásait hosszirányú, hidraulikus rugókiegyenlítő segítségével mérsékelik. Ilyen megoldás vázlatát mutatjuk be a 220. ábrán.

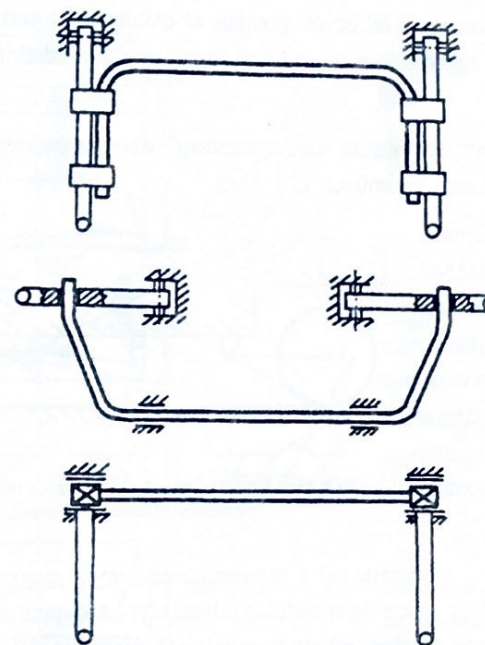


220. ábra. Hosszirányú, hidraulikus rugókiegyenlítés.

Amint az ábra mutatja, a két hidrolasztikus rugó olajterét csővezetékekkel kötik össze. Bólintó mozgás esetén, a csővezetéken keresztül a hátsó futómű kiegyenlítő terhelést kap.

A 221. ábrán bemutatjuk három különböző kanyarstabilizátor rajzát.

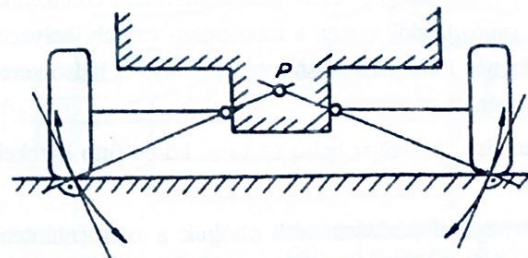
Az elsőnél a hengeres keresztmetszetű torziósrúd hosszlengőkarokhoz rögzítettek. A második rajz keresztlengőkaros első futóműnél alkalmazott, hengeres keresztmetszetű rúdból hajlított, a harmadik pedig torziós tengelyre szerelt két lengőkarral készült harántstabilizátort ábrázol.



221. ábra. Különböző kivitelű harántstabilizátorok rajza.

9.6. Momentán centrumok, momentán tengelyek hatása

Merev test mozgásakor mindig van a rendszerben egy olyan pont amelynek a sebessége a vizsgált időpillanatban 0 ez a pont a test pillanatnyi forgáspontjának tekinthető. Ezt a pontot nevezzük momentán centrumnak.



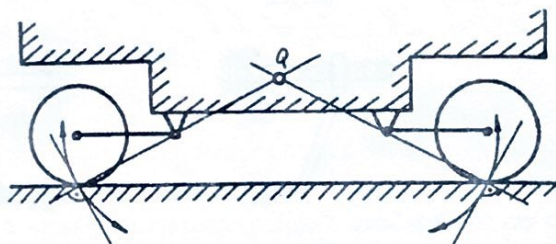
222. ábra. A billenési momentáncentrum meghatározásának módja szerkesztéssel.

A gépjármű tekintetében, beszélhetünk a felépítmény billenő és bólintó mozgásának momentán centrumáról. A billenő mozgás P momentán centrumának szerkesztéssel történő meghatározását, keresztlengőkaros felfüggesztésre a 222. ábra szemlélteti.

Ha összekötjük a kerekek felfekvési pontjait az oldalirányba vett elmozdulásuk forgáspontjával, a két egyenes kimetszi a kocsí függőleges keresztíkjában a billenés momentáncentrumát.

A bólintási momentáncentrum szerkesztéséhez, az egyszerűség kedvéért vegyünk egy hosszlegrőkaros futóművet. 223. ábra.

A billenési momentáncentrum meghatározásához hasonlóan, a kerekek felfekvési pontjait összekötjük az elmozdulásuk forgáspontjával, a két egyenes kimetszi a kocsí függőleges hosszíkjában a bólintás Q momentáncentrumát.



223. ábra Bólintási momentáncentrum meghatározása, hosszlegrőkaros futóműnél.

Más felfüggesztési rendszereknél a momentáncentrumok megszerkesztése annyival bonyolultabb, hogy a kerékmozdulás pillanatnyi középpontja egy fiktív pont is lehet, amit a tengelyek meghosszabbított vonalainak metszéspontjaként vagy a kerékmozdulás ívének érintőjére bocsátott merőlegesek metszéspontjaként adódik.

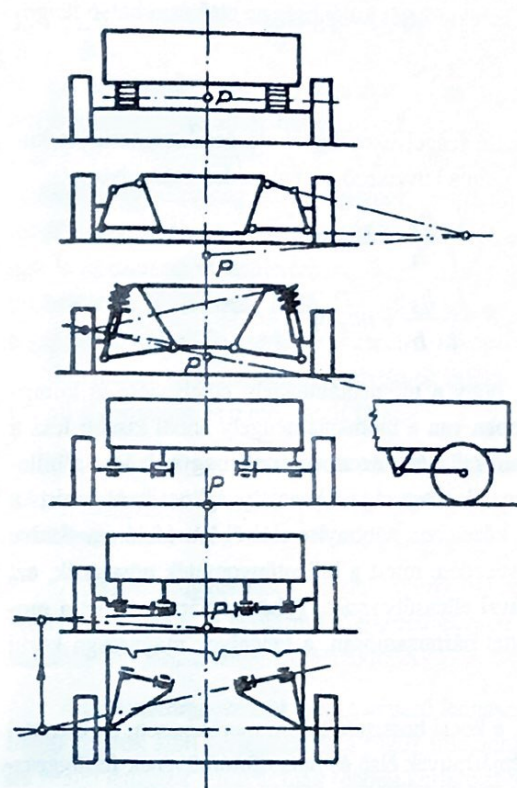
A leggyakrabban alkalmazott felfüggesztési rendszerek momentáncentrumait bemutatjuk a 224. ábrán.

A billenési momentáncentrumok a jármű kanyarban történő viselkedésére vannak jelentős befolyással. A melső és a hátsó felfüggesztés momentáncentrumait összekötő egyenes lesz a billenés momentán tengelye. Személygépkocsiknál az elsőfutómű momentáncentruma általában alacsonyabban, a hátsó futómű pedig magasabban helyezkedik el, a momentántengely ezért előlről hátrafelé emelkedik. Adott súlyponti helyzet és adott rugóállandók esetén a momentán-tengely helyzete meghatározza kanyarodáskor, a kanyar külső és a belső íven futó, első és hátsó kerekek egymáshoz viszonyított terhelését.

A 225. ábra jelöléseivel számolva, A kanyar belső és külső körén futó kerekek terhelés - különbsége kiszámítható.

Az F_c centrifugális erőt önmagával párhuzamosan eltöljük a momentántengelyre. Ezáltal egy nyomatékot kapunk.

$$M = F_c \cdot h'$$



224. ábra. A gyakrabban alkalmazott felfüggesztési rendszerek momentáncentrumai.

Az eltolt erőt ezután az összsúlyhoz hasonlóan felosztjuk.

$$F_{cA} = F_c \frac{l_A}{l} \text{ és}$$

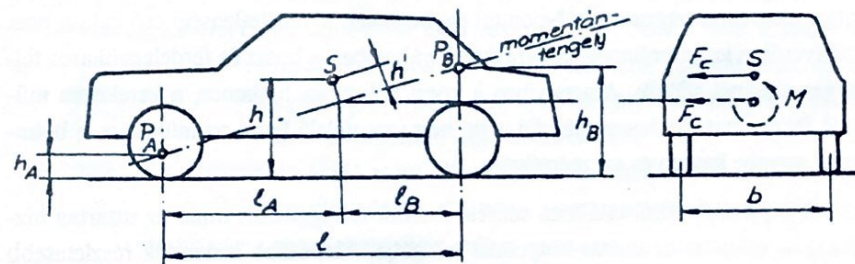
$$F_{cB} = F_c \frac{l_B}{l}$$

Az általuk létrehozott kerekterhelés különbség az egyes tengelyeken a következő összefüggések felhasználásával számíthatók:

$$F_c \frac{l_A}{l} \frac{b_A}{b} \text{ és } F_c \frac{l_B}{l} \frac{h_B}{b}$$

A centrifugális erő eltolása folytán keletkezett nyomaték (ha a kocstitest abszolút merev testnek tekintjük) a határos rugóállandók arányában osztódik fel az első és a hátsó tengely között:

$$M_A = b^2 c_A \psi \text{ és } M_B = b^2 c_B \psi$$



225. ábra Billenési momentántengely.

F_c (N) A kanyarban ébredő centrifugális erő.
 c_A és c_B (N/m) A kerékfelfekvési pontra redukált rugóállandó
 ψ A felépítmény billenési szöge.

A nyomatékok által létrehozott kerékterhelés különbség az első és a hátsó tengelyen:

$$b c_A \psi \quad \text{és} \quad b c_B \psi$$

alakban írható. Az első és a hátsó tengelyeken kialakuló összerékterhelés különbség az előbbieket behelyettesítése után a következő egyenletekkel számítható:

$$\Delta G_A = F_c \frac{l_A}{l} \frac{h_A}{b} + b c_A \psi$$

$$\Delta G_B = F_c \frac{l_B}{l} \frac{h_B}{b} + b c_B \psi$$

A számítások alapján látható, hogy a momentántengely elhelyezése is kompromisszum kérdése. Minél magasabban van a momentántengely annál kisebb lesz a billentőnyomaték és ezzel a gépjármű billenése, azonban annál nagyobb lesz a billenés nélkül megtámasztandó nyomaték nagysága. Személygépkocsinál ezért a momentántengelyt inkább az útestet közelében, többnyire előlről hátrafelé emelkedve helyezik el. A h távolság megnövekedése miatt a billentőnyomaték növekszik, ezt azonban stabilizátorok alkalmazásával ellensúlyozzák. Teher gépjárműveknél a momentán tengelyt általában az útesttel párhuzamosan, a tengelyek magassága körül helyezik el.

A bólintás momentántengelye, a kocsí hossztengetyére merőlegesen, az útesttel párhuzamosan helyezkedik el. A gépjárművek első és hátsó futóművének felfüggesztési rendszere, általában különböző, de az azonos tengelyen futó kerekek rugózása azonos. Ez jelentős mértékben befolyásolja a kocsí bólintási és ezzel fékezési tulajdonságait. Ha az első és hátsó felfüggesztést sikerül úgy megválasztani, hogy a bólintási momentáncentrum a súlyponttal egybe essen, a tehetetlenségi erő hatása nem érvényesül, a kocsí bólintása elmaradhat. Ez általában a hossz és ferdelengőkaros felfüggesztéseknél adódik. Amennyiben a kocsí bólintásra hajlamos, a kerekeken működő féknyomatékot használják fel arra, hogy megfelelő karokon működve, a bólintással szembe hasson és azt mérsékelje.

A gépjárműveknél található sokféle futómű felfüggesztés mind az uttartás biztonságát, valamint az utazás kényelmét szolgálja. Alaposabb ismeretük részletesebb tanulmányozást igényel, ami túlmegy a tantárgyi jegyzet határain. Az előbbieket leírtakat jószerint figyelemfelkeltés céljából közöltük.

10. A gépjárművek lengései és a lengéscsillapítás feladata

A gépjárművek kerekei általában a fűvott gumiabroncsokon keresztül közvetlenül érintkeznek az útestet burkolatával. Az útestet burkolata, még igen jó minőség esetén sem tökéletesen sima. Ezért a gépjárművek kerekei a forgó mozgáson túl fel- és lefelé irányuló mozgásokat végeznek, az útfelület mikro- és makró geometriájának megfelelően. Nagy sebességek esetén ezek a mozgások nagyon rövid idő alatt zajlanak le és ezért az út felületére merőleges irányú gyorsulások a gravitációs gyorsulás többszörösét is elérhetik. Ezen - az útfelületre merőleges- gyorsulások következtében a gépjármű különféle szerkezeti elemeire, rakományára, utasaira igen nagy lökészerű, dinamikus erők hatnának, melyeknek értéke annál nagyobb lehetne, minél nagyobb a gyorsulás és a mozgott tömeg.

A kerékfelfüggesztések aktív elemei a különféle típusú rugók és lengéscsillapítók, melyek tulajdonságai alapvetően befolyásolják a gépjárművek viselkedését különféle út- és sebességviszonyok között.

A kerékfelfüggesztések részét képező rugók feladata a lökészerű dinamikus erők mérséklése és a gépjármű szerkezeti elemei, az utasok és a szállított rakomány számára elviselhető lengésekké alakítása.

A kerékfelfüggesztések részét képező lengéscsillapítók feladata a lökészerű, dinamikus erők által gerjesztett és a rugók tulajdonságaitól és a gépjárművek tömegétől függő lengések lefolyásának időbeli korlátozása.

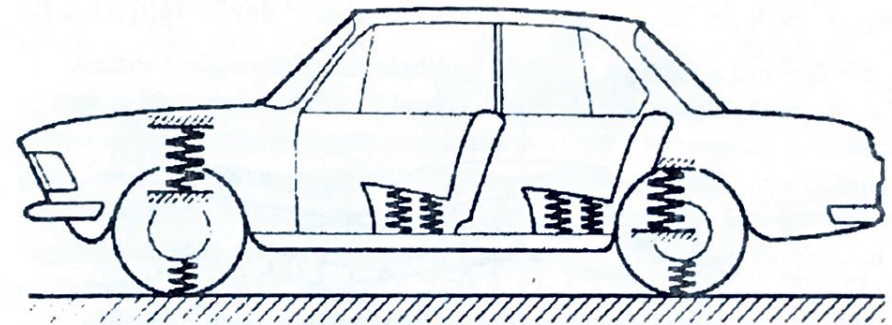
A rugózás a csillapítással együtt jelentősen befolyásolja a következő jellemzőket:

- **utazási komfort:** az útburkolat által okozott, a kerekekre ható lökészerű, dinamikus erők az utasok számára kellemetlenek és az egészségre ártalmasak, a sérülékeny rakomány tönkremehet, a gépjármű sok alkatrészének túlzott igénybevétele azok idő előtti elhasználódását okozhatja. A rugózás és a lengéscsillapítás az útest egyenetlenségeiből adódó lökészerű dinamikus erőket az utasok, a rakomány és a gépjármű szerkezeti elemei számára elviselhető, időben korlátozott lefolyású lengésekké alakítja át.

Az utazási komfortot jelentős mértékben befolyásoló tényező **lengéskényelem**. A lengéskényelem mutatóit az emberi szervezet lengésérzékenysége határozza meg. Kísérletekkel megállapították, hogy az emberi szervezet lengésérzete elsősorban a lengésgyorsulás nagyságától és változásától, valamint a lengés frekvenciájától és irányától függ. A kísérletek megállapították, hogy az emberi szervezet számára huzamosan elviselhető lengésgyorsulás értéke a gravitációs gyorsulás **25%-a, azaz $0,25g$** , a tartósan elviselhető lengési frekvencia **1~1,5 Hz**. A kísérletek tanúsága szerint az emberi szervezet a gerincoszlop irányába eső gyorsulásokat és az ebből származó erőket és lengéseket lényegesen jobban viseli el mint ha azok a gerincoszlop irányára merőlegesen hatnának.

- **utazási biztonság:** az útfelület nagy egyenetlenségei esetén a gépjármű kereke elveszítheti kapcsolatát az útburkolattal. Amíg a kerekek a levegőben vannak, addig nem vihetnek át erőket az útburkolatra, például a kerületi erőt, fékezési erőt, kormányzási erőt. Ennek következtében a gépjárművet gyorsítani, lefékezni, illetve irányának megváltoztatására bízni nem lehet, vagyis a gépjármű irányítása bizonytalanná válik. Mivel az utazási biztonság alapvetően a dinamikus kerékterheléstől, illetve annak változásaitól függ, fontos vizsgálni a kerékterhelés változásait előidéző lengési paraméterek értékét, így a lengéskitérés az úgynevezett amplitúdó, a lengésgyorsulás nagyságát és természetesen a már említett lengési frekvenciát.

- **kanyarstabilitás:** a kanyar belső oldalán lévő kerekek kis tapadása az úttesthez, különösen nagy sebességű kanyarvétel esetén az oldalirányú vezetőerő csökkenését okozza, aminek következtében a gépjármű kisodródhat a kanyarból. Ezért a rugóknak, a csillapítóknak és az úgynevezett kanyarstabilizátornak együttesen gondoskodnia kell a gumiabroncsok és az útburkolat folyamatos tapadásáról.



226. ábra. A személygépkocsi rugózása.

A rugókat és a lengéscsillapítókat a kerékelfüggesztések és a karosszéria, illetve az alvázkeret közé szerelik. A rugók működését segítik a fűvott gumiabroncsok, de ezek önmagukban nem elegendőek a gépjárművek rugózásához. További hatás az ülések rugózása (226. ábra) amely azonban csak az utasok számára előnyös. A járművek rugózását, a gumiabroncsok rugalmas tulajdonságait, valamint az ülések rugózását össze kell hangolni egymással.

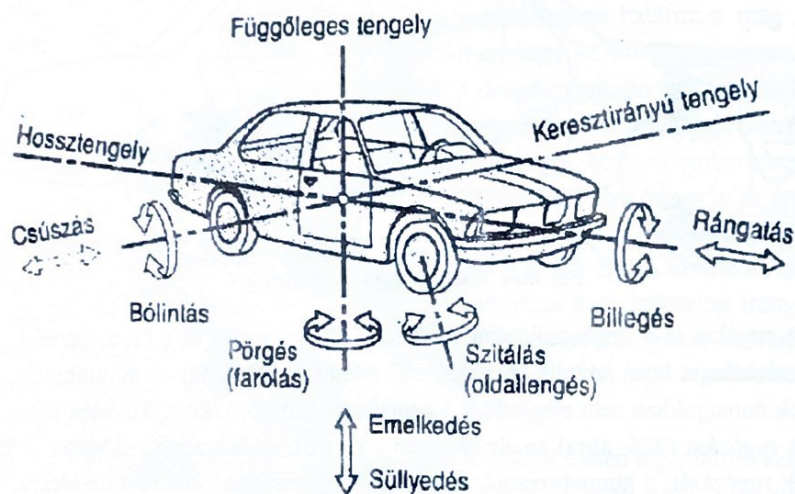
Mivel az útburkolat egyenetlenségei által okozott lökésszerű, dinamikus erők nemcsak függőleges irányban hatnak, hanem kisebb mértékben, oldalirányban is, ezért szükség van oldalirányú rugózásra is. Ezt a keresztirányú rugózást részben a fűvott gumiabroncsok, részben a kerékelfüggesztés elemeinek rögzítésére és vezetésére szolgáló gumiagyazások, az úgynevezett szilentblokkok biztosítják.

Fentiek szerint tehát a kerékelfüggesztéseknek három alapvető feladata van, melyek a következők:

- az összerhelés ideális dinamikus elosztása a kerekek között
- az útburkolat egyenetlenségei által gerjesztett keilemetlen lengések utasoktól és az áruktól való távoltartása
- a kerék és a felépítmény közötti erők átvitele.

10.1. A rugózás működése

A rugózás hatására a gépjármű lengéseket végző szerkezetté válik, amelynek saját lengésszámát a gépjármű tömege és a rugók és lengéscsillapítók jellemzői határozzák meg.



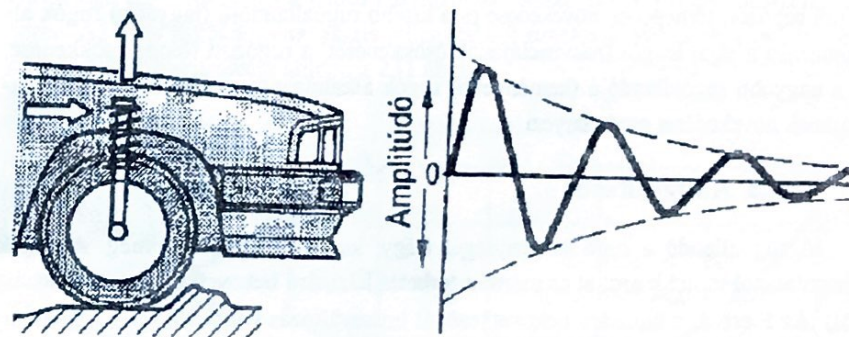
227. ábra. Gépjárművek lengésének mozgásviszonyai.

Az útburkolat egyenetlenségeiből adódó lökésszerű dinamikus erőkn kívül, még további erők is hatnak a gépjárművekre. Ilyen további erők a vonóerő, a fékerő, a szélhőkések és a menetszél, kanyarban a centrifugális erő. Mivel ezen erők iránya és nagysága állandóan változik és különböző ezért a gépjárművek vizsgálatánál célszerű vizsgálni a három térbeli tengely irányában fellépő elmozdulásokat (transzláció), elfordulásokat (rotáció) és lengéseket. Ezeket a jellegzetes mozgásokat és elfordulásukat mutatja a 227. ábra a gépjárművek mozgása során alkalmazott elnevezésekkel.

A 227. ábra szerint a hossztengety irányú lengéseket rángatásnak, a hossztengety körüli elfordulásokat billegésnek nevezik. A keresztirányú tengely irányú elmozdulás a csúszás, az elfordulás a bólintás. A függőleges tengely irányú elmozdulás az emelkedés és a süllyedés, az elfordulás a pörgés, vagy farolás.

10.2. Gépjárművek lengése

Amikor a gépjármű kerekei akadályon gördülnek át, akkor a karosszéria és a kerekek is lengéseket végeznek. A kerekek felfelé irányuló mozgása összenyomja a csavarrugókat, a rugóerők függőlegesen felfelé gyorsítják a karosszériát. A rugók tágulásakor, a csökkenő rugóerők miatt lassul a karosszéria emelkedése, majd a karosszéria eléri a lengés felső holtpontját. Ezt követően a nehézségi erő a karosszériát függőlegesen lefelé gyorsítja, túllendülve annak nyugalmi helyzetén. Ennek során a rugók összenyomódnak és a létrejövő rugóerők a karosszéria függőlegesen lefelé irányuló mozgását, lefékezik, végül a karosszéria lengés alsó holtpontjánál megáll. A felső és az alsó holtpont közötti elmozdulás felét a lengés amplitúdójának nevezik. Ez a folyamat addig ismétlődik ameddig a lengő rendszer mozgási energiáját a rendszerbe beépített, lengéscsillapítók, illetve a levegő ellenállása és a rugók belső veszteségei teljes egészében hővé nem alakítják. Az ilyen lengést csillapított lengésnek nevezik, és a lengés időbeli lefolyása a 228. ábrán látható.

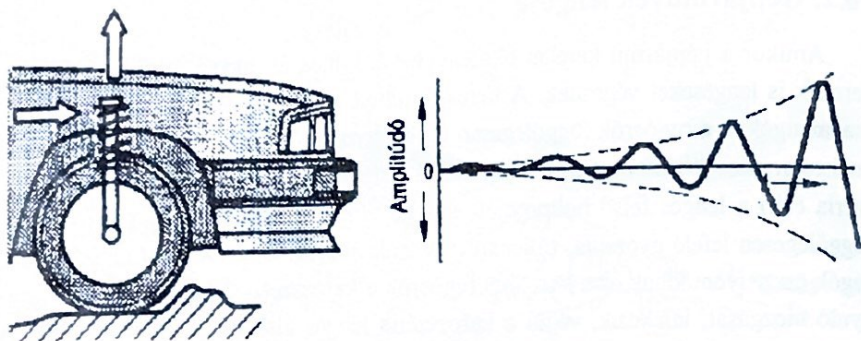


228. ábra. A csillapított lengés időbeli lefolyása.

Mielőtt rátérnénk a gépjárművek lengésének részletes vizsgálatára, néhány további lengéstani fogalom tisztázását tartom szükségesnek.

10.2.1. A gerjesztés és a rezonancia

Amikor a karosszéria a saját lengésének ütemében kap újabb lökésszerű, dinamikus erőhatásokat, ezt a folyamatot **gerjesztésnek** nevezzük. A gerjesztés következtében megnövekedő lengési amplitúdó növekedés a beálló **rezonancia** következménye. A rezonancia időbeli lefolyása a 229. ábrán látható.



229. ábra. A rezonancia időbeli lefolyása.

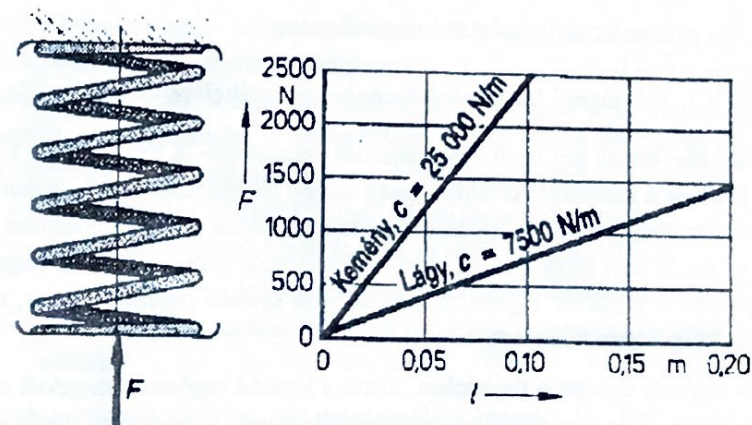
10.2.2. A frekvencia

Az egy másodperc alatti lengések számát **frekvenciának** nevezzük. A gépjármű rugózott tömegének növekedése és a kisebb rugóállandójú (lágyabb) rugók alkalmazása a saját lengés frekvenciájának csökkenését, a rugózott tömeg csökkenése, és a nagyobb rugóállandójú (keményebb) rugók alkalmazása a saját lengés frekvenciájának növekedését eredményezi.

10.2.3. A rugóállandó

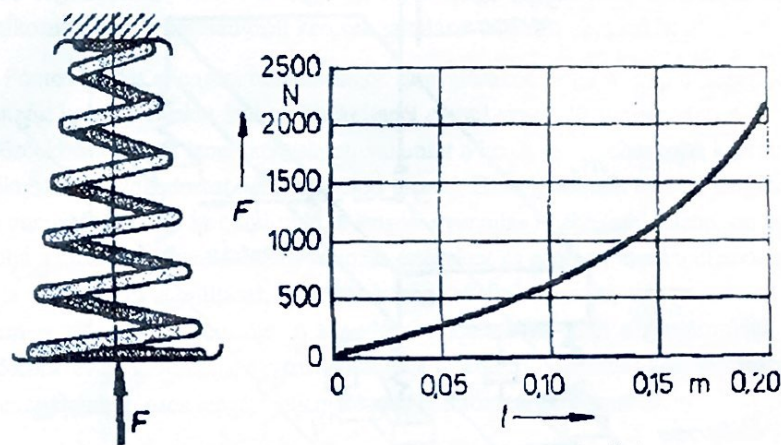
A rugóállandó a rugó keménységét (lágy, kemény) határozza meg. A rugók vizsgálatánál terhelik azokat és mérik a terhelés hatására bekövetkező hosszváltozást (Δl). Az F erő és a hatására bekövetkező Δl hosszváltozás hányadosa a c rugóállandó, melynek mértékegysége fentiek alapján N/m .

Ha a rugóállandó a rugó alakváltozásának szélső értékei között állandónak tekinthető, a rugó karakterisztikája (jelleggörbéje) **lineáris**, (például a normál csavarrugók ilyenek.). Egy lineáris karakterisztikájú normál csavarrugó jelleggörbéje látható az 230. ábrán.



230. ábra. Lineáris rugókarakteristikák.

Ha a rugóállandó a rugó növekvő alakváltozásakor növekszik, mint például a többretegű laprugók, vagy a kúpos csavarrugók esetén, akkor a rugó karakterisztika görbe. Az ilyen rugókat **progresszív** jelleggörbéjű rugóknak nevezzük. Egy progresszív rugó karakterisztikája látható a 231. ábrán.



231. ábra. A progresszív kúpos csavarrugó karakterisztikája.

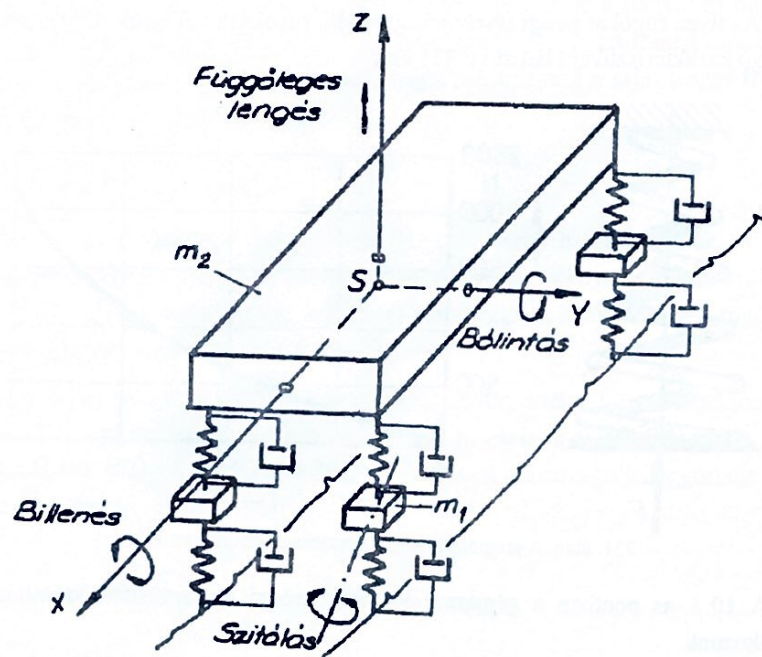
A 10.3.-as pontban a gépjármű lengések erősen egyszerűsített számításával foglalkozunk.

10.3. Gépjárművek lengéstanai modellezése

10.3.1. Gépjármű lengések jellemzése és értékelése

Egy négykerekű gépjármű – egyszerűsített szemlélettel – öt tömegből áll. Ezek a négy kerék és a kerekekkel szilárdan együtt mozgó felfüggesztő elemek, valamint a felépítmény, vagy kocsiszekrény, mely a kerekekhez képest relatív elmozdulási lehetőséggel bír. A négy kerék a hozzá szilárdan kapcsolódó elemekkel képezi lengéstanai szempontból a gépjármű rugózatlan, pontosabban kevésbé rugózott elemeit, míg a kocsiszekrény képezi a rugózott tömeget.

A rugózott tömeget a rugózatlant, illetve a kevésbé rugózott tömegektől a gépjármű hordrugói és a lengéscsillapítók választják el, míg a rugózatlan illetve az éppen a fűvott gumiabroncsok rugalmas tulajdonságai miatt kevésbé rugózott tömegek a gumiabroncsokon keresztül támaszkodnak az útburkolatra. Az ennek megfelelő lengéstanmodell a 232. ábrán látható.



232. ábra. Négykerekű gépjárművek egyszerűsített lengéstanai modellje.

Mivel minden tömeg, - hacsak nincs valamivel- korlátozva- hat szabadságfokkal bír (X, Y, Z tengely irányú elmozdulás (transzláció), illetve az X, Y és Z tengely körüli elfordulás (rotáció)) a teljes gépjármű elméletileg egy $5 \cdot 6 = 30$ szabadságfokú lengőrendszerként fogható fel. A gyakorlatban azonban csak a 232. ábrán bejelölt, alábbi mozgásokkal kell számolnunk:

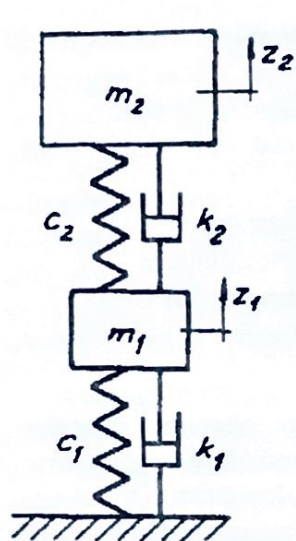
- A kocsiszt és a kerekek Z tengely irányú függőleges lengése
- A kocsiszt X tengely körüli forgása, ez az úgynevezett bílintés
- A kocsiszt Y tengely körüli forgása, ez az úgynevezett bólintás
- A kormányzott kerekek kormánycsap körüli lengése, ez az úgynevezett szitálás

Ezek a lengések általában nem egymagukban, hanem valamilyen kombinációban, úgynevezett kapcsolt lengések formájában jelentkeznek. Ezen lengések pontos matematikai leírása csak sok egyszerűsítéssel, nagy munkaráfordítással, többnyire számítógép alkalmazásával lehetséges. A gépjárművek lengéstanainak lényegét és jellegzetességeit azonban a függőleges lengések önálló elemzése is megfelelő pontossággal biztosítja. Ezért e jegyzet keretein belül csak a függőleges lengések vizsgálatával foglalkozunk, illetve a nagy gyakorlati jelentőségére való tekintettel külön foglalkozunk még a kormányzott kerekek szitálását előidéző okokkal is.

Fontos kérdés a lengési tulajdonságok tárgyalásakor, hogy a lengőmozgást leíró jellemzők közül melyeket kell az értékelésnél alapul venni. Itt természetesen, a már az előzőekben említett lengéskényelmet, valamint a kerék és az útburkolat közötti dinamikus terhelésingadozást kell szem előtt tartani. Ezen jellemzők tehát a lengési kitérés maximális értéke az amplitúdó, a lengési gyorsulás értéke, ami jelentősen befolyásolja a dinamikus kerékterhelés változás értékeit és ezzel az utazási biztonságot, vagyis a gépjármű stabilitását, és végül a lengések frekvenciája, ami az utazási kényelem egyik fontos jellemzője. A következő fejezetekben tehát a gépjárművek ön-lengésének és az útburkolat egyenetlenségéből keletkező gerjesztett kényszerlengésének vizsgálatakor, ezen lengési jellemzők meghatározására törekszünk.

10.3.2. Gépjárművek függőleges ön-lengése

A gépjárművek függőleges lengéseit befolyásoló tényezők és azok hatásai leg-egyszerűbben, és viszonylag mégis pontosan a 233. ábrán látható kéttömegű lengéstanmodellen elemezhetők.



233. ábra Gépjárművek kéttömegű síkbeli lengésmo­dellje

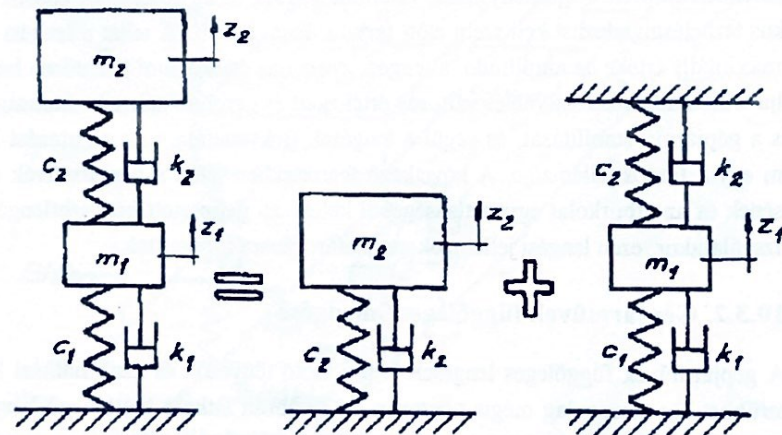
Ez a kéttömegű lengőrendszer felbontható két darab egytömegű lengőrendszerre. Az egyik, a kere­kek és a hozzájuk szilárdan kapcsolódó felfüggesztő elemek a rugózatlan, illetve a fűvott gumiabroncsok révén kevésbé rugózott tömegek lengésvi­zonyait, a másik, külön a felépítményt, a rugózott tömeg len­gésvi­zonyait modellezi. A két lengőrendszer modell lengéseit összegezve közelítőleg a kéttömegű lengő­rendszer lengési paramétereit kapjuk eredményül. A kéttömegű lengőrendszer modell felbontása két darab egytömegű lengőrendszer modell összegeként a 234. ábrán látható.

A következő fejezetek megalapozásaként és a lengéstanban tanultak ismétléseként a csillapított ön­lengés számítása az alábbiakban részletesen ismerte­tésre kerül.

A 234. ábra jobb oldalán látható egytömegű lengőrendszerek ugyanazon alakú

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = 0$$

differenciálegyenletekkel írhatók le, ahol m a tömeg (kg), k a lengéscsillapítóra jel­lemző lineáris arányossági tényező (Ns/m), c a rugóállandó (N/m), melyeknek érté­kei természetesen a két rendszernél nem azonosak.



234. ábra. Gépjárművek kéttömegű síkbeli lengésmo­delljének felbontása két darab egytömegű lengésmo­dell összegeként.

Az első részmodellnél - a kerék tömege és rugózása elhanyagolható, így

$$m=m_2 \quad c=c_2 \quad k=k_2$$

A második részmodellnél - a felépítményt nyugvó tömegnek tekintve

$$m=m_1 \quad c=c_1+c_2 \quad k=k_1+k_2$$

Tekintsük végig először a fent megadott általános alakú differenciálegyenlet megoldását!

Az egyenletet a tömeggel elosztva, és bevezetve a

$$\frac{k}{m} = 2\delta \quad \frac{c}{m} = \alpha^2$$

jelöléseket a következő differenciálegyenlet adódik

$$\ddot{z} + 2\delta\dot{z} + \alpha^2 z = 0$$

Ezen másodfokú, lineáris, homogén differenciálegyenlet megoldását

$$z = \bar{A}e^{\lambda t}$$

alakban kell keresnünk, ahol $\bar{A}$ az önlengés amplitúdója.

Ennek deriváltjai

$$\dot{z} = \bar{A}\lambda e^{\lambda t} \quad \ddot{z} = \bar{A}\lambda^2 e^{\lambda t}$$

Behelyettesítve az előző egyenletbe a

$$(\lambda^2 + 2\delta\lambda + \alpha^2)\bar{A}e^{\lambda t} = 0$$

egyenletet kapjuk eredményül.

Itt az

$$\bar{A}e^{\lambda t} \neq 0$$

mivel ha $\bar{A}=0$ nincs lengés, így az egyenletből az alábbi egyenlet adódik

$$\lambda^2 + 2\delta\lambda + \alpha^2 = 0$$

Ennek az úgynevezett karakterisztikus egyenletnek a következő két megoldása van

$$\lambda_1 = -\delta + \sqrt{\delta^2 - \alpha^2} \quad \lambda_2 = -\delta - \sqrt{\delta^2 - \alpha^2}$$

A lengéskitérés időbeli lefolyása tehát a

$$z = \bar{A}_1 e^{\lambda_1 t} + \bar{A}_2 e^{\lambda_2 t}$$

egyenlet írja le melynél z értéke δ és α^2 és a diszkrimináns $(\delta^2 - \alpha^2)$ értékétől függ.

Csillapított periodikus önlengés csak akkor jön létre, ha δ és α^2 pozitív számok, továbbá $\delta^2 < \alpha^2$, azaz a négyzetgyök alatti mennyiség negatív, vagyis a négyzetgyökös kifejezés imaginárius szám.

$$\sqrt{\delta^2 - \alpha^2} = i\sqrt{\alpha^2 - \delta^2} = i\beta$$

ahol

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

Ezzel

$$\lambda_1 = -\delta + i\beta$$

$$\lambda_2 = -\delta - i\beta$$

Ezen konjugált komplex értékekhez azonban konjugált komplex amplitúdók is tartoznak, melyek vektoriálisan felírva a következők:

$$\bar{A}_{1,2} = \bar{B} \pm i\bar{C}$$

mely jelölések a 235. ábrán láthatók:

Ennek megfelelően a kitérés egyenlete:

$$z = (\bar{B} + i\bar{C})e^{(-\delta + i\beta)t} + (\bar{B} - i\bar{C})e^{(-\delta - i\beta)t}$$

Felhasználva az

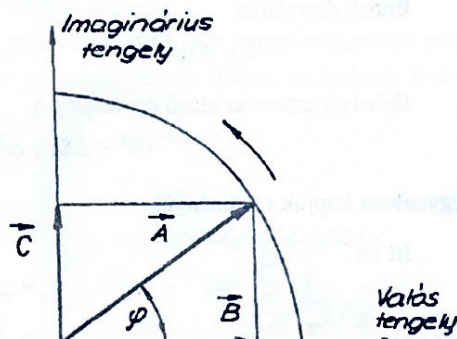
$$e^{\pm i\beta t} = \cos \beta t \pm i \sin \beta t$$

kifejezést az úgynevezett EULER-egyenletet, a kitérésre az alábbi egyszerűbb összefüggést kapjuk:

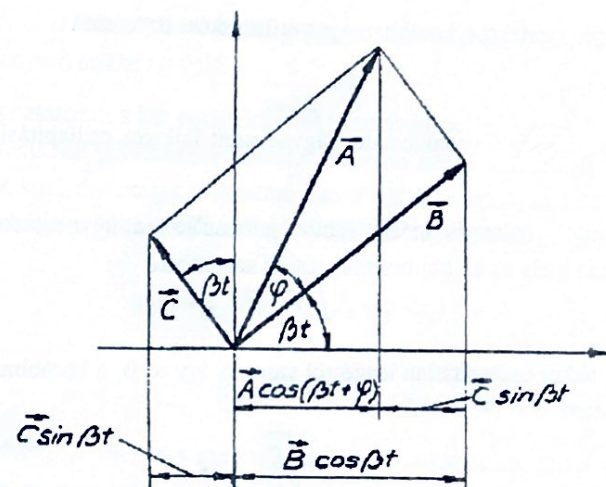
$$z = 2e^{-\delta t} (\bar{B} \cos \beta t - \bar{C} \sin \beta t)$$

Ez az egyenlet még tovább egyszerűsíthető, amennyiben a zárójelben lévő kifejezést a 236. ábra alapján A vektor segítségével fejezzük ki:

$$\bar{B} \cos \beta t - \bar{C} \sin \beta t = \bar{A} \cos(\beta t + \varphi)$$



235. ábra A lengésamplitúdó értelmezése a komplex számsíkon



236. ábra A komplex lengésamplitúdó és valós illetve imaginárius komponense közötti trigonometria összefüggések

ahol

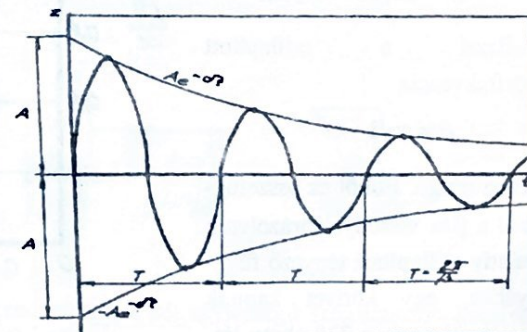
$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{|\bar{C}|}{|\bar{B}|} = \frac{C}{B}$$

az önlengés fázisszöge, vagy a lengés kezdő fázisa, vagyis a lengés kezdete és az első maximális kitérés közötti késést jellemzi.

Behelyettesítés után a kitérésre az alábbi összefüggést kapjuk

$$z = 2e^{-\delta t} \bar{A} \cos(\beta t + \varphi)$$

Ez az egyenlet egy csillapódó önlengés időbeli lefolyását adja, melynek amplitúdója az $e^{-\delta t}$ függvény szerint lecsengő, és az önlengés körfrekvenciája β , ahogy ezt a 237. ábra mutatja.



237. ábra Egytömegű lengőrendszer csillapított önlengésének időbeli lefolyása a jellemző paraméterek feltüntetésével

A lecsengés mértékét a korábban egyszerűsítésként bevezetett

$$\delta = \frac{k}{2 \cdot m}$$

állandó a tömeg egységre vonatkoztatott úgynevezett fajlagos csillapítási tényező határozza meg.

A csillapított önlengés másik fontos jellemzője az úgynevezett csillapított önkörfrekvencia mely az alábbi összefüggésből számítható

$$\beta = \sqrt{\alpha^2 - \delta^2}$$

Ha $\delta=0$, akkor csillapítatlan lengésről van szó, így $\alpha=\beta$, a korábban egyszerűsítésként bevezetett

$$\alpha = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

ahol $\alpha > \beta$ állandó tulajdonképpen a csillapítatlan önlengés körfrekvenciája. Ugyanezt természetesen a csillapítatlan lengőrendszerre felírható

$$m\ddot{z} + cz = 0$$

differentiálegyenletből is megkaphatjuk.

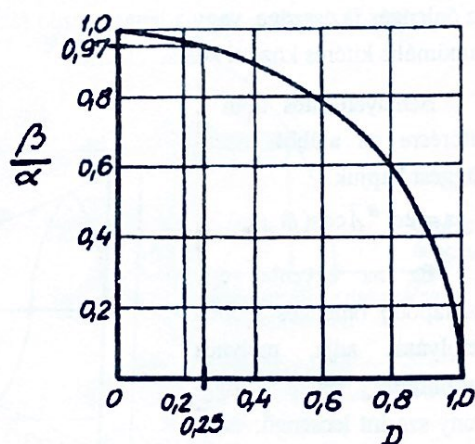
A csillapított önlengés még egy fontos jellemzője a relatív csillapítási tényező D , mely az alábbi összefüggéssel számítható:

$$D = \frac{\delta}{\alpha} = \frac{k\sqrt{m}}{2m\sqrt{c}} = \frac{k}{2\sqrt{cm}}$$

Ezzel a csillapított önkörfrekvencia

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

alakban írható. Ebből az összefüggésből a β/α viszonyt ábrázolva a D relatív csillapítási tényező függvényében, egy körívet kapunk eredményül, mely a 238. ábrán látható.



238. ábra A csillapított és a csillapítatlan önkörfrekvencia viszonyának függése a relatív csillapítási tényezőtől

Az ábrából is látható, hogy közúti gépjárművek esetében, mikor is $\beta \approx \alpha$ a relatív csillapítási tényező értéke $D=0,25$.

Így meghatározva a két egytömegű lengőrendszer önlengésének körfrekvenciáit, azok összevonásával a valóságos járműhöz nagyon közeli kéttömegű lengőrendszer önlengésének körfrekvenciája meghatározása a cél. Ezt egzaktan kéttömegű lengőrendszer modelljére felírható következő differenciálegyenletek megoldásával nyerünk

$$m_2\ddot{z}_2 + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2(z_2 - z_1) = 0$$

és

$$m_1\ddot{z}_1 - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2(z_2 - z_1) + k_1z_1 - c_1z_1 = 0$$

Ennek elvégzése viszont a gyakorlat számára szükségtelen, mivel a közúti gépjárművekre érvényes $c_1 \gg c_2$ és $m_1 \gg m_2$, valamint $k_2 \gg k_1$. Ebből ugyanis az következik, hogy a kerekek önlengésére felírt csillapítatlan és csillapított körfrekvencia

$$\alpha_1 = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}}$$

és a

$$\beta_1 = \sqrt{\alpha_1^2 - \left(\frac{k_1 + k_2}{2m_1}\right)^2}$$

sokkal (10-15-ször) nagyobb mint a felépítmény önlengésének csillapítatlan, illetve csillapított körfrekvenciája, mely az előbbiekre szerint az

$$\alpha_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}$$

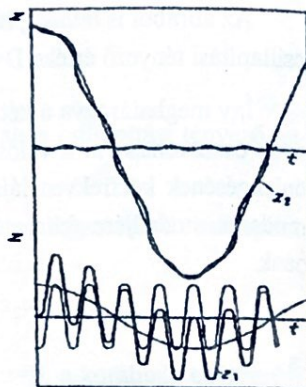
és a

$$\beta_2 = \sqrt{\alpha_2^2 - \left(\frac{k_2}{2m_2}\right)^2}$$

összefüggésekből számítható.

Ezért a kéttömegű lengőrendszerek, a két egytömegű szétválasztott lengőrendszerként történő vizsgálata a gyakorlat szempontjából kielégítő pontosságúnak értékelhető.

Gépjárművek kéttömegű lengésmo­dellje által vég­zett önlengés időbeli lefolyását mutatja a 239. ábra, melyből látható, hogy a két tömeg gyakorlatilag egy­mástól szinte teljesen független önlengéseket végez.



239. ábra. Gépjárművek kéttömegű lengésmo­dellje által végzett csillapítatlan önlengések időbeli lefolyásának jellege.

10.3.3. A gépjárművek függőleges gerjesztett lengése

A gerjesztett lengések vizsgálatakor már nem a frekvenciák érdekelnek bennün­ket, hiszen azok a lengés minden paraméterére nézve megegyeznek a gerjesztés frek­venciájával, melyhez képest bizonyos fáziseltolódással ébrednek. Itt sokkal inkább a gerjesztett lengés amplitúdók és a belőlük számítható felépítmény gyorsulások és a dinamikus kerékterhelés változások meghatározása a cél.

A gerjesztett lengések számítását a 240. ábrán látható egyszerű egytömegű len­gőrendszerre mutatjuk be. Továbbra is lineáris rendszert (rugóerővel arányos elmoz­dulást és csillapítóerővel arányos sebességet) feltételezve. A 240. ábra alapján az erőegyensúlyra felírható differenciálegyenlet:

$$m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{h}) + c(z - h) = 0$$

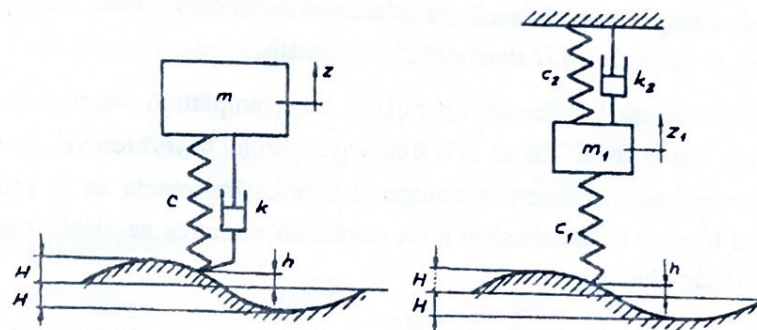
vagy más alakban

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = k\dot{h} + ch.$$

Ez a differenciálegyenlet a gépjárművek önlengésére megismert differenciál­egyenlettől csak az egyenlet jobb oldalán álló inhomogén részben különbözik, mely a valóságban egy szabálytalanul, az útburkolat stohasztikus egyenletlenségeinek meg­felelő változó gerjesztést jelent. A számítás egyszerűsítése érdekében azonban tételez­zük fel, hogy az útfelület egyenletlensége sinus hullámhoz hasonló. Erre nézve érvé­nyes, hogy

$$h = H \sin \omega t$$

$$- 214 -$$



240. ábra Gépjárművek egytömegű lengésmo­dellje a gerjesztett lengések számításához

ahol ω a gerjesztés körfrekvenciája. A megoldás szempontjából célszerűbb azonban a gerjesztő függvényt komplex alakban felírni. Felhasználva az előző fejezetben már alkalmazott vektoralgebrai összefüggéseket írható, hogy

$$h = \bar{H} e^{i\omega t}$$

ennek első deriváltja

$$\dot{h} = i\omega \bar{H} e^{i\omega t}$$

ezt behelyettesítve a differenciálegyenletbe

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = \bar{H} e^{i\omega t} (i\omega k + c)$$

differenciálegyenletet kapjuk. Az ilyen típusú differenciálegyenletek megoldását

$$z = \bar{Z} e^{i\omega t}$$

alakban kell keresnünk, ahol a $\bar{Z}$ vektor az m tömegnek az útburkolatra me­rőleges mozgásának komplex amplitúdóját jelöli. A képezve z függvény t idő szerinti első, majd második deriváltját,

$$\dot{z} = i\omega \bar{Z} e^{i\omega t} \quad \ddot{z} = -\omega^2 \bar{Z} e^{i\omega t}$$

lévén $i^2 = -1$ majd behelyettesítve a differenciálegyenletbe a következő egyen­letet kapjuk

$$-m\omega^2 \bar{Z} e^{i\omega t} + ki\omega \bar{Z} e^{i\omega t} + c\bar{Z} e^{i\omega t} = \bar{H} e^{i\omega t} (ki\omega + c)$$

$e^{i\omega t}$ -vel való egyszerűsítés és a $\bar{Z}$ kiemelésével a következő összefüggéshez jutunk

$$\bar{Z}(-m\omega^2 + ki\omega + c) = \bar{H}(ki\omega + c)$$

$$- 215 -$$

Ebből a lengés amplitúdója Z , az útburkolat hullámosságának, mint gerjesztésnek az amplitúdója H ismeretében számítható.

A gépjárművek lengése szempontjából a két amplitúdó viszonyozását Z/H szokás alapul venni. Ezt az ω/α frekvenciaviszony bevezetésével, továbbá az előzőekben megismert α csillapítatlan önkörfrekvencia és D relatív csillapítási tényező felhasználásával a két amplitúdó viszonya az alábbi összefüggésből számítható

$$\frac{\bar{Z}}{\bar{H}} = \frac{k\omega + c}{-m\omega^2 + k\omega + c}$$

A csillapítatlan önkörfrekvencia

$$\alpha = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

ebből az m tömeg

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

A D relatív csillapítási tényező

$$D = \frac{k}{2\sqrt{cm}}$$

Az m tömeget behelyettesítve

$$D = \frac{k}{2\sqrt{cm}} = \frac{k}{2\sqrt{c \frac{c}{\alpha^2}}} = \frac{k}{2\sqrt{\frac{c^2}{\alpha^2}}} = \frac{k}{2 \frac{c}{\alpha}} = \frac{k\alpha}{2c}$$

Ebből

$$c = \frac{k\alpha}{2D}$$

Illetve a tömeg

$$m = \frac{c}{\alpha^2} = \frac{\frac{k\alpha}{2D}}{\alpha^2} = \frac{k\alpha}{2D\alpha^2} = \frac{k}{2D\alpha}$$

Ezeket behelyettesítve a két amplitúdó viszonyozását kifejező egyenletbe, a következő összefüggéshez jutunk:

$$\frac{\bar{Z}}{\bar{H}} = \frac{k\omega + c}{-m\omega^2 + k\omega + c} = \frac{k\omega + \frac{k\alpha}{2D}}{-\frac{k}{2D\alpha}\omega^2 + k\omega + \frac{k\alpha}{2D}}$$

k -val egyszerűsítve

$$\frac{\bar{Z}}{\bar{H}} = \frac{i\omega + \frac{\alpha}{2D}}{-\frac{\omega^2}{2D\alpha} + i\omega + \frac{\alpha}{2D}}$$

α -val osztva a számlálót és a nevezőt

$$\frac{\bar{Z}}{\bar{H}} = \frac{\frac{i\omega}{\alpha} + \frac{1}{2D}}{-\frac{\omega^2}{2D\alpha^2} + \frac{i\omega}{\alpha} + \frac{1}{2D}}$$

$2D$ -vel szorozva a számlálót és a nevezőt

$$\frac{\bar{Z}}{\bar{H}} = \frac{2Di\frac{\omega}{\alpha} + 1}{-\left(\frac{\omega}{\alpha}\right)^2 + 2Di\frac{\omega}{\alpha} + 1}$$

Ebből az összefüggésből is látható, hogy a lengési amplitúdók viszonya csak két dimenzió nélküli szám a relatív csillapítási tényező és a frekvenciaviszony függvénye.

A gyakorlatban nem ezt a komplex összefüggést, hanem ennek az abszolút értékeként képzett úgynevezett nagyítási tényezőt használjuk.

Alkalmazva a komplex számok abszolút értékének számítására alkalmas összefüggést (Pythagoras tétele)

$$|a + ib| = \sqrt{a^2 + b^2}$$

Végül is a lengéssámlitúdó nagyítási tényezőjére a következő összefüggést kapjuk:

$$\left| \frac{\bar{Z}}{\bar{H}} \right| = \frac{Z}{H} = \sqrt{\frac{1 + 4D^2 \left(\frac{\omega}{\alpha} \right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\alpha} \right)^2 \right)^2 + 4D^2 \left(\frac{\omega}{\alpha} \right)^2}}$$

ahol

$$\alpha = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad D = \frac{k}{2\sqrt{cm}}$$

Meghatározva a lengéssámlitúdó nagyítási tényezőjét, a következő lépés a lengésgyorsulás és az azzal szoros összefüggésben lévő dinamikus kerékterhelés változás nagyítási tényezőinek meghatározása.

Mivel a lengéskitérés a

$$z = \bar{Z}e^{i\alpha t}$$

összefüggésből számítható, és a lengésgyorsulás ennek az idő szerinti második deriváltja, a lengésgyorsulás a már ismert, következő összefüggésből számítható

$$\dot{z} = i\omega \bar{Z}e^{i\alpha t} \quad \ddot{z} = -\omega^2 \bar{Z}e^{i\alpha t}$$

vagyis a lengésgyorsulást a lengés kitérésből annak $-\omega^2$ -tel való szorzásával kapjuk. Ezért a lengésgyorsulás nagyítási tényezőjére felírható a következő összefüggés

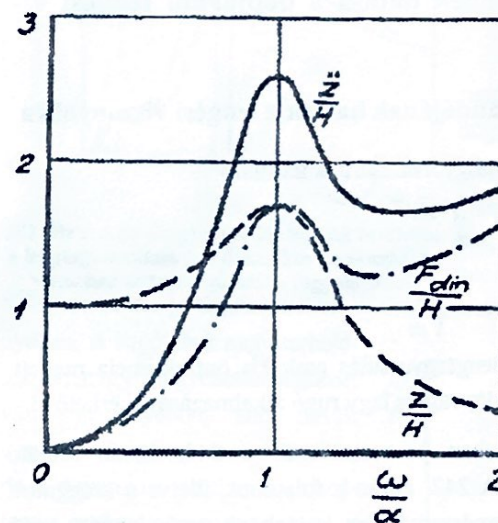
$$\left| \frac{\ddot{Z}}{\bar{H}} \right| = \left| \frac{-\omega^2 \bar{Z}}{\bar{H}} \right| = \omega^2 \frac{Z}{H} = \omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4D^2 \left(\frac{\omega}{\alpha} \right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\alpha} \right)^2 \right)^2 + 4D^2 \left(\frac{\omega}{\alpha} \right)^2}}$$

A dinamikus kerékterhelés változás az
m $\ddot{z}$

összefüggésből számítható. Ezzel a dinamikus kerékterhelés nagyítási tényezője:

$$\left| \frac{\bar{F}_{din}}{\bar{H}} \right| = \left| \frac{-m\omega^2 \bar{Z}}{\bar{H}} \right| = m\omega^2 \frac{Z}{H} = m\omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4D^2 \left(\frac{\omega}{\alpha} \right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\alpha} \right)^2 \right)^2 + 4D^2 \left(\frac{\omega}{\alpha} \right)^2}}$$

A fentiek szerint analitikusan meghatározott nagyítási tényezőknek, a gerjesztő körfrekvencia, vagy a frekvenciaviszony függvényében történő grafikus ábrázolása a 16. ábrán látható úgynevezett rezonancia görbét eredményezi.



241. ábra. Egytömegű lengőrendszer amplitúdó-, gyorsulás- és dinamikus kerékterhelés változás rezonanciagörbéje

A 241. ábrán látható egy egytömegű lengőrendszer amplitúdó-, gyorsulás- és dinamikus kerékterhelés változás rezonanciagörbéje. Látható, hogy a rezonancia akkor lép fel, ha a haladási sebességgel arányos gerjesztő frekvencia megegyezik a lengőrendszer önfrekvenciájával. Ekkor a nagyítási tényezők, és ezzel a lengéssámlitúdó, a lengésgyorsulás és a dinamikus kerékterhelés változás is maximális értéket vesz fel.

Az előzőekben az egytömegű lengőrendszerre meghatározott függvények azonos gondolatmenettel, de lényegesen nagyobb munkaráfordítással, a kéttömegű lengőrendszerekre is felírhatók. Azonos módon felrajzolhatók a rezonanciagörbék is, melyek a két eltérő tömegnek megfelelően két rezonancia helyet rendelkeznek. Az alacsonyabb frekvenciájú rezonanciahely a

felépítmény, a magasabb frekvenciájú rezonanciahely a kerek önfrekvenciájának felel meg. Természetesen itt is érvényes az a szempont, hogy annál jobb a jármű, minél közelebb haladnak a rezonanciagörbék az abszcisszához, vagyis minél kisebbek a nagyítási tényezők.

A következőkben analitikus összefüggések közlése nélkül azt vizsgáljuk meg, hogy a gépjárművek függőleges lengésére, illetve a nagyítási tényezők nagyságára milyen hatást gyakorolnak a gépjárműnek a lengésekre hatást gyakorló különféle szerkezeti elemeinek konstrukciós paraméterei.

10.4. Gépjárművek lengéseket befolyásoló szerkezeti egységei konstrukciós paramétereinek hatása a gépjármű lengési viszonyaira

10.4.1. A hordrugók rugóállandójának hatása a lengési viszonyokra

Már a csillapítatlan önlengés lengésgyorsulására is felírható

$$\ddot{z} = \alpha^2 \bar{A} e^{\alpha t}$$

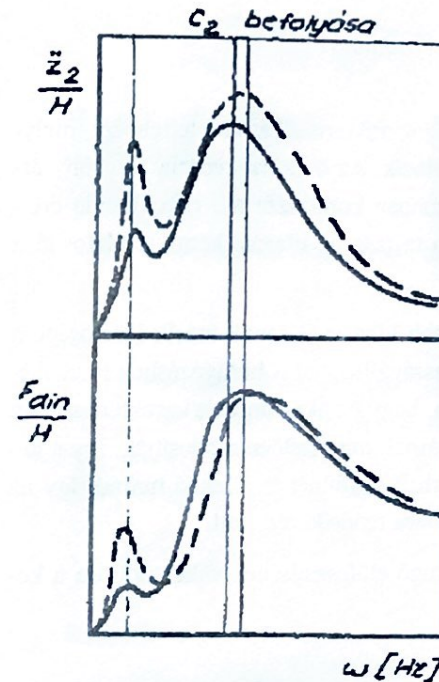
ahol

$$\alpha = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

összefüggésből is kiderül, hogy kis lengésgyorsulás csak kis önfrekvencia mellett, azaz adott tömeg esetén kis rugóállandó, vagyis lágy rugó alkalmazásával érhető el.

A rugóállandó befolyását azonban pontosan csak a 241. ábrán látható rezonanciagörbékől olvashatjuk le. A 242. ábrán a folytonos, illetve a szaggatott görbék ugyanazon kéttömegű lengőrendszerrel, két különböző rugóállandójú rugó alkalmazása esetén mutatják a lengésgyorsulás, illetve a dinamikus kerékterhelés nagyságának alakulását a gerjesztő körfrekvencia függvényében. A nagyobb rugóállandóhoz a szaggatott vonal tartozik.

Látható, hogy a lengésgyorsulások nagyobb c_2 rugóállandó esetén valóban az egész frekvencia tartományban rosszabbak. Ugyanakkor a dinamikus kerékterhelés változása a gerjesztő frekvenciától függően hol rosszabb, hol jobb. Összességében azonban a lágyabb rugó alkalmazása előnyösebb.



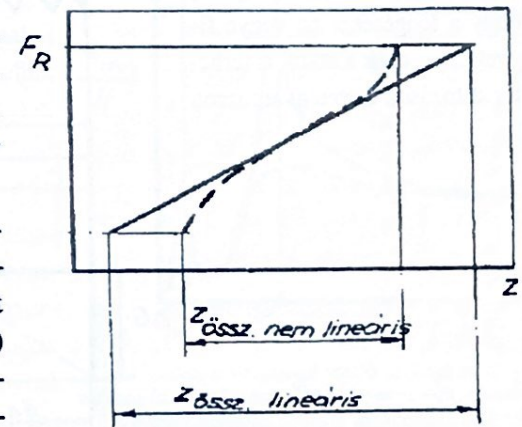
242. ábra. A hordrugó rugóállandójának befolyása a lengésgyorsulásra és a dinamikus kerékterhelés változásra az önkörfrekvencia függvényében kéttömegű lengésmoделlnél.

nyelem. A rugó csak nagy terheléseknél, nagy ütegyenletlenségeknél válik keményebbé, ami növeli ugyan a lengésgyorsulás értékét, de a dinamikus kerékterhelés változási értékeit nem rontja.

Ha progresszív karakterisztikájú a rugó és azt kívánjuk megvalósítani, hogy a gépjármű saját frekvenciája (önkörfrekvencia) független legyen a terhelési állapottól, a következő algebrai feltétellel biztosítása szükséges

Minél lágyabb a rugó, annál hosszabb viszont a rugó beépítési mérete és a deformáció során az alakváltozás. Azaz adott terhelő erő esetén a rugó deformációja. Így a rugó lágyágának a rugó beépítésére rendelkezésre álló hely szab határt, vagyis a kerek és a felépítmény (doblemez, vagy sárvédő) távolsága. E probléma megoldására két lehetőség áll rendelkezésre. Egyik a progresszív karakterisztikájú rugók alkalmazása, a másik a gépjármű felépítményének magasság állítási lehetősége.

A 243. ábrán látható progresszív rugókarakterisztikát úgy alakítják ki, hogy a szélső berugózási helyzetek közelében megtörik a lineáris jelleget. Így a leggyakrabban előforduló közepes terhelési állapotokban megmarad a kis rugóállandó és ezzel a teljes gerjesztőfrekvencia tartományban a jó menetké-



243. ábra A rugóút csökkentése progresszív rugókarakterisztikával.

$$\alpha = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{cg}{F_r}} = \text{állandó}$$

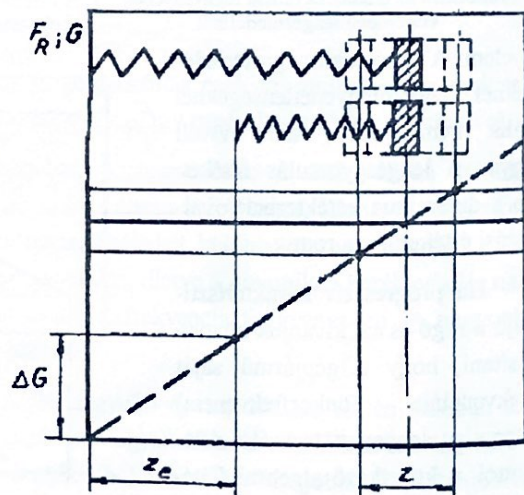
Ez azt jelenti, hogy olyan progresszív rugókarakterisztikát kell létrehozni, mely-nél a rugóállandó a terheléssel arányosan változik. Az önkörfrekvencia alacsony ér-téken való tartása, mint alapkövetelmény azonban korlátozza a c rugóállandó ér-tékét, mint már láttuk annak alacsony értéken tartása az utazási komfort biztosítása miatt alapkövetelmény.

A rendelkezésre álló berugózási hely jobb kihasználásának másik lehetősége a magasságállítás. A 244. ábrán látható magasságállításnál a berugózáshoz rendelkezésre álló helyet azáltal használják ki jobban, hogy az akár lineáris karakterisztikájú hordrugó z_e előfeszítését a ΔG terhelésváltozásnak megfelelően módosítják. Így a ke-rék és a felépítmény távolsága z üres és terhelt járműnél is állandó marad, így az teljes egészében dinamikus berugózások számára rendelkezésre áll.

Bármilyen karakterisztikájú és típusú rugó előfeszítésének változtatására a kö-vetkező eljárások lehetségesek:

- egyszerű kézi beállítás
- kézi, vagy automatikus vezérlés
- automatikus szabályozás

Az automatikus szabályo-zásnál nagyon fontos szempont, hogy a lengéseket ne vegye fi-gyelembe, csak a statikus terhe-lésváltozások esetén avatkozzon be.



244. ábra A rendelkezésre álló rugóút jobb kihasználása magasságállításal.

10.4.2. A lengéscsillapítók csillapítási tényezőinek befolyása a lengési viszonyokra

A nagyítási tényezőkre talált összefüggésekből láttuk, hogy a D relatív csillapítási tényező közvetlenül befolyásolja mind a jármű menetbiztonságát, mind pedig az utazási kényelmet.

A relatív csillapítási tényezőt definiál

$$D = \frac{k}{2\sqrt{cm}}$$

összefüggésből azonban az következik, hogy a k lineáris csillapítási tényező megvá-lasztása minden esetben valamiféle kompromisszumot jelent. A lengéscsillapító két vége ugyanis egymástól jelentős mértékben eltérő nagyságú tömeghez csatlakozik és nem lehet azonos k_2 -vel eleget tenni a

$$D_1 = \frac{k_2}{2\sqrt{m_1(c_1 + c_2)}}$$

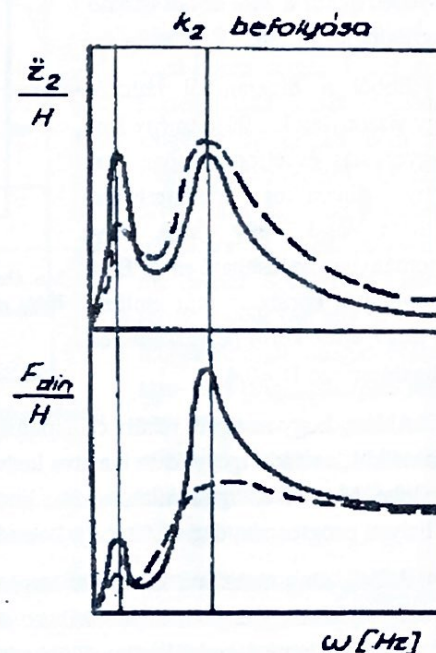
Ha $k_1 \approx 0$ és

$$D_2 = \frac{k_2}{2\sqrt{m_2 c_2}}$$

azonosan jó relatív csillapítási tényező feltételnek.

A pontos viszonyokat ismét csak a rezonanciagörbék segítségével tudjuk megérteni. A 245. ábrán a szaggatott görbe a nagyobb csillapítási tényezőjű lengéscsillapítóhoz tartozik.

A rezonanciagörbék-ből leolvasha-tó, hogy a felépítmény önkörfrekven-ciájának közelében mind a lengésgyor-sulás, mind a dinamikus kerékkerhelés változás nagyobb k_2 csillapítási tényező csetén csökken. A kerék, a kevésbé ru-gózott rész önkörfrekvenciája közelé-



245. ábra. A lengéscsillapítók csillapítási tényezőjének befolyása a lengésgyorsulásra, illetve a dinamikus kerékkerhelés ingadozásra az önkörfrekvencia függvényében kéttömegű lengésmo-dellnél.

ben ez a megállapítás már csak részben igaz, mivel a dinamikus kerékterhelés változásjelentősen csökken, ugyanakkor a lengésgyorsulás csökkenése csak a k_2 csillapítási tényező kisebb értéke esetén csökken.

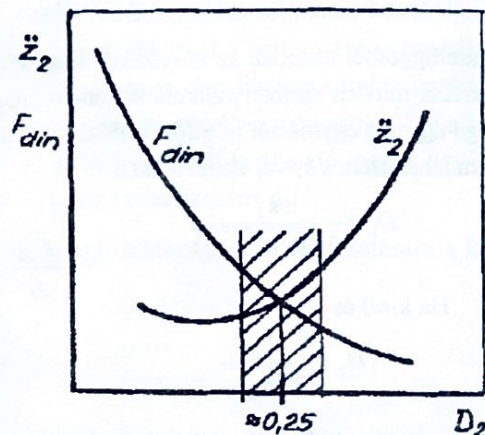
Nagy gerjesztő frekvenciák esetén tehát a lengéscsillapító a felépítmény szempontjából inkább lengéscsillapító hatású, hiszen növeli a lengésgyorsulást a dinamikus kerékterhelés változás szempontjából, viszont valóban lengéscsillapító, mivel javítja a menetbiztonságot.

Ha ábrázoljuk a lengésgyorsulás és a dinamikus kerékterhelés változás effektív értékeinek (négyzetes középérték) változását a D_2 relatív csillapítási tényező függvényében akkor a 246. ábrán látható diagrammhoz jutunk.

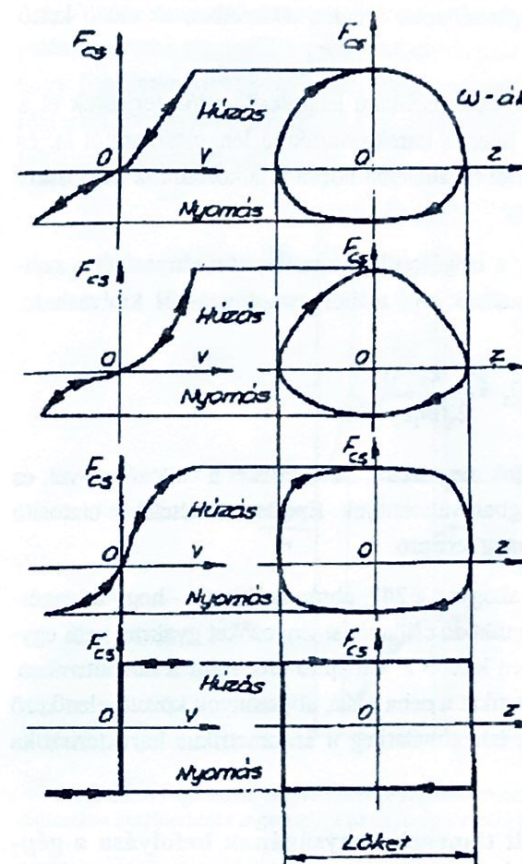
Ebből a diagramból látható, hogy viszonylag kis felépítmény lengésgyorsulás és elfogadhatóan alacsony dinamikus kerékterhelés-változás csak egy szűk D_2 -tartományban valósítható meg. Ez a tartomány a korábban már említett $D_2=0,25$ érték körül helyezkedik el. A hozzátartozó $D_1 \approx 0,4$.

Ahhoz, hogy az egyik relatív csillapítási tényező értékét a másik értékének rontása nélkül, az adott igényekhez igazítva kedvezőbben választhassuk meg, felmerül a gondolat, hogy az eddig számításainkban lineárisnak felvett csillapítási karakterisztika helyett progresszív, degresszív vagy konstans karakterisztikát alkalmazzunk.

A 247. ábra mutatja a lehetséges lengéscsillapító karakterisztikákat kétféle ábrázolási módban. Lengéscsillapítóknál az erő-sebesség karakterisztika mellett, az erő-út görbét is meg szokták adni. Előbbi jelenti az igazi karakterisztikát, hiszen a csillapítási tényező belőle olvasható ki közvetlenül és ez jellemzi jobban a lengéscsillapító tulajdonságait. Az erő-út jelleggörbe ezzel szemben a lengéscsillapító üzemét



246. ábra. A lengésgyorsulás és a dinamikus kerékterhelés változás effektív értékei a relatív csillapítási tényező függvényében.



247. ábra. Lengéscsillapító karakterisztikák. Erő-sebesség, erő-út karakterisztikák lehetséges típusai

pl. a felépítménybe való erőbevezetés helyének kialakítása kedvezőbb. A degresszív csillapítási karakterisztika nagy csillapítási munkát eredményez.

A progresszív karakterisztika a degresszívvel, ellentétes tulajdonságokkal rendelkezik. Nagy előnye, hogy a progresszíven növekvő erővel együtt növekvő (már nem lineáris) csillapítási tényező - a rezonanciagörbék tanulsága szerint - mind a menetbiztonságot, mind a menetkényelmet (ez utóbbit csak kis gerjesztő frekvenciák esetén) javítja, Progresszív karakterisztikánál kis csillapítási munka adódik.

jellemzi jobban, de nagy hátránya, hogy csak egy adott frekvenciára érvényes. A bezárt terület a csillapítási munkával arányos.

Látható, hogy ha a csillapító erő a mozgás sebességétől függetlenül mindig konstans, akkor már egészen lassú és kis kerékmozdulások esetén is a teljes csillapító erő hat, ami az útburkolat kis egyenletlenségeinek rossz elnyelését, ezáltal a rugó keményebbé válását hozza magával. Ezt a karakterisztikát tehát gépjármű lengéscsillapítóknál nem célszerű megvalósítani. Ugyanez érvényes a degresszív karakterisztikára is, bár csökkentett mértékben. A degresszív karakterisztikának van egy előnye is: nagysebességű mozgás csillapításakor a lengéscsillapító rögzítési pontjaiban ébredő erőket mintegy "lehatárolja", ezáltal

A lineáris karakterisztikájú lengéscsillapító minden tekintetben az előző kettő közötti kompromisszumot jelenti.

A gyakorlatban a progresszív karakterisztikájú lengéscsillapítók terjedtek el a legjobban, de gyakran alkalmaznak lineáris karakterisztikájú lengéscsillapítót is, és néha a felfüggesztés egyéb jellemzőivel összhangba hozva találkozhatunk degresszív lengéscsillapítóval is.

Fontos követelmény az is, hogy a lengéscsillapító csillapítási tényezőjét a szélsőséges terhelési esetekhez hozzáigazítsuk. Az alábbi összefüggésből kiolvasható, hogy

$$D_2 = \frac{k_2}{2\sqrt{m_2 c_2}}$$

a kedvező D_2 értéket csak akkor tudjuk megtartani, ha k_2 értékét a változó m_2 -vel, és a vele együtt változó c_2 -vel összhangban változtatjuk. Ezeket a feltételeket biztosító lengéscsillapítókról a későbbiekben még lesz szó.

Meg kell még jegyezni, hogy – ahogyan a 247. ábrán is látható – hogy a lengéscsillapító húzó- és nyomóütemében működő csillapítási tényezőket gyakran nem egyformára állítják be: a nyomóütemben kisebb a csillapító erő, mint a húzóütemben. Ezen ún. "aszimmetrikus" karakterisztikát a néha rossz útviszonyok között jelentkező lökésszerű gerjesztés miatt készítik, bár elméletileg a szimmetrikus karakterisztika kedvezőbb.

10.4.3. A kevésbé rugózott tömegek nagyságának befolyása a gépjárművek lengési viszonyaira

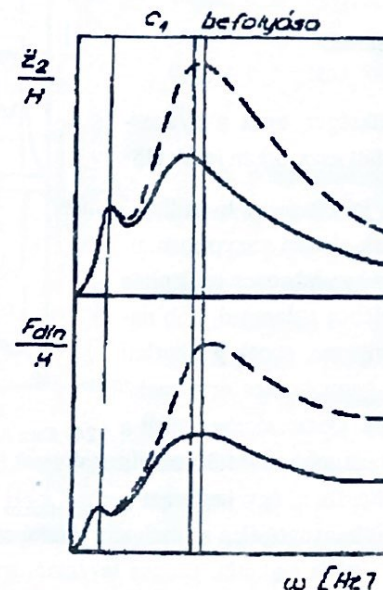
Mivel a dinamikus kerékterhelés

$$m\ddot{z}$$

a kevésbé rugózott tömegekkel egyenes arányban változik, a gyakorlat szempontjából elsősorban a dinamikus kerékterhelésre gyakorolt befolyás érdekes.

Ezt támasztják alá a 248. ábrán látható rezonanciagörbék is. A folytonos vonallal rajzolt kisebb m_1 megnöveli a kerék önfrekvenciáját, ezért a második rezonanciahely a diagramon; jobbra tolódott, viszont a lengésgyorsulás nagyítási tényezőjének maximális értékét csak kevésbé befolyásolja.

A nagy gerjesztő frekvenciák esetén kisebb m_1 -nél fellépő nagyobb lengésgyorsulás nagyítási tényezők a gyakorlatban az ülés rugózásával kompenzálódnak, úgy, hogy figyelmen kívül hagyhatók. Fontos viszont, hogy a kisebb m_1 a dinamikus kerékterhelés nagyítási tényezőjét a kerék önkörfrekvencia környezetében javítja, ezért feltétlenül törekedni kell rá.



248. ábra. A rugózatlan, illetve kevésbé rugózott tömegek befolyása a lengésgyorsulásra és a dinamikus kerékterhelés ingadozásra az önkörfrekvencia függvényében kéttömegű lengésmodellnél.

10.4.4. A gumibroncs jellemzőinek befolyása

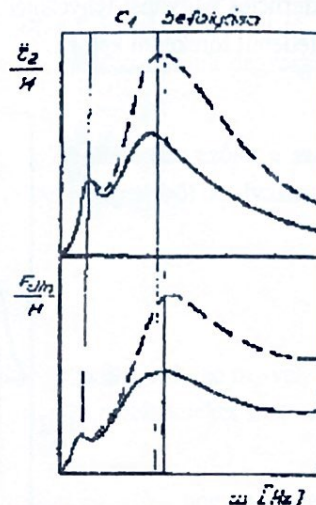
A gumibroncsnál mindenekelőtt a rugóállandó befolyásáról kell beszélnünk. Hasonlóan a hordrugónál elmondottakhoz, a kis rugóállandó itt is javítja a lengési tulajdonságokat, de a 24. ábra alapján ahhoz képest itt két lényeges különbséget vehetünk észre. Az egyik az, hogy a gumibroncs rugóállandójának hatása nem a felépítmény önfrekvencia, hanem a kerék önfrekvencia környezetében jelentkezik leg-erősebben, a másik pedig az, hogy a kisebb c_1 rugóállandó kompromisszum nélkül úgy a lengésgyorsulás, mint a dinamikus kerékterhelés szempontjából kedvezőbb.

A különböző jármű terhelési állapotokban fellépő különböző lengéskényelmi és menetbiztonsági tulajdonságok kiegyenlítésében - a hord rugóhoz hasonlóan - természetesen a gumibroncs rugóállandójának is nagy szerepe van. A gumibroncsnál elméletileg a levegőnyomás terheléshez való hozzáigazításával az

$$\frac{F_{stat}}{c_1} = \text{állandó}$$

Feltétel teljesítése szükséges, amit a gyakorlatban körülményessége miatt csak ritkán írnak elő

A gumibroncs másik jellemzője, a k_1 csillapítási tényező már nem játszik akkora szerepet, mint, a rugóállandó. Bár a nagy gumibroncs csillapítás a kerék önfrekvencia közelében valamivel jobb nagyítási tényezőket eredményezne, ennek gyakorlati megvalósítása azonban a gumibroncs erős melege miatt nem lehetséges. Összességében tehát a gumibroncs csillapítása nem sokban járul hozzá a jármű lengéseinek csillapításához, úgy hogy azt a számításoknál gyakran el is hanyagolják.

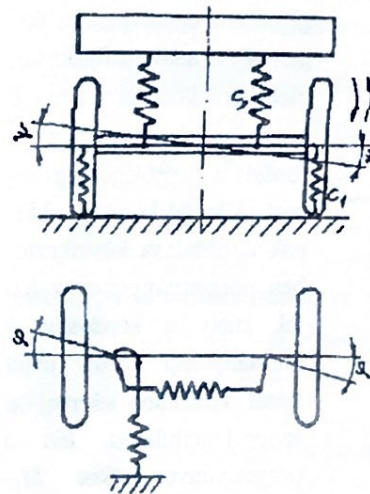


249. ábra A gumibroncs rugóállandójának (fűvottsági állapotának) befolyása a lengésgyorsulásra és a dinamikus kerékterhelés változásra kéttömegű lengésmo-
dell esetén

10.5. Kormányzott kerekek öngerjesztett lengései

Egyenes úton nagy sebességgel való haladáskor a kormánykeréken gyakran váltakozó irányú kis lökések érezhetők. Ezek a kormányzott kerék különös, szítálásnak nevezett lengésének következményei, melyet az ún. porgettyúhatás idéz elő.

A kormányzott gépjárműkerék kétszabadságfokú lengőrendszert képez. Ezt szemlélteti a 250. ábra merev mellső híd esetére, ahol a kerék - célszerűen szögelfordulás koordinátákat bevezetve - a függőleges síkban ψ , a vízszintesben pedig φ koordinátákkal meghatározott szöglengést végezhet. Álló keréknél a két szöglengés független egymástól, mely független két önkörfrekvenciát a rendszer két síkban vett c_ψ és c_φ (Nm/rad) csavarómerevségi tényezője és Θ_ψ ill. Θ_φ (kgm²) tehetetlenségi nyomatéka az alábbiak szerint határozza meg:



250. ábra Kormányzott kerekek kétszabadságfokú lengésmo-
dellje merev híd esetén

A 251. ábrán egy függőleges helyzetű keretbe ágyazott porgettyút látunk. Ha a korong saját tengelye körül ω szögsebességgel forog a jelzett irányban és az egész keretet a papír síkjában óra járásával azonos irányban elforgatjuk, akkor a fellépő porgettyúnyomaték a korong tengelyét a papír síkjából kifordítja úgy, hogy annak baloldali csapágya a papír síkja mögé, a jobb oldali csapágya pedig a papír síkja elé kerül. Az M_p porgettyúnyomaték nagysága a korong tömegétől, pontosabban Θ tehetetlenségi nyomatékától és az ω szögsebességétől, valamint az elforgatás $d\psi/dt$ szögsebességétől függ, azaz

$$M_p = \Theta \omega \frac{d\psi}{dt}$$

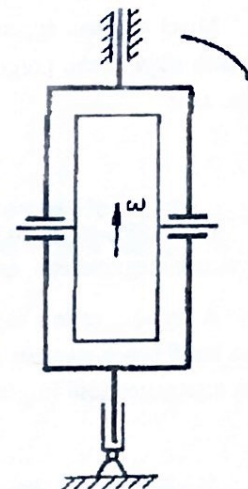
Most kövessük végig a porgettyúhatás jelenségét a 252. ábra alapján a gépjármű kormányzott kerekein.

$$\alpha_\psi = \sqrt{\frac{c_\psi}{\Theta_\psi}}$$

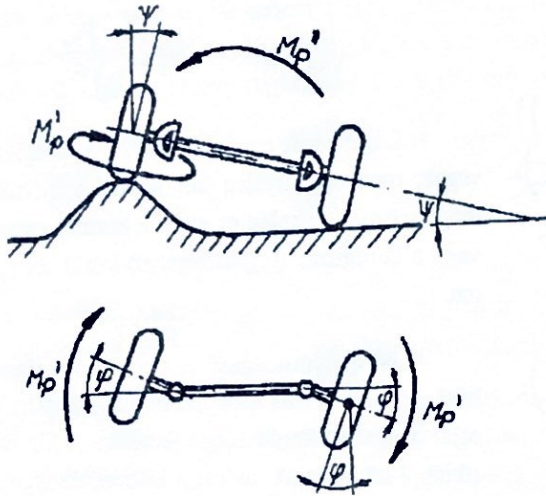
$$\alpha_\varphi = \sqrt{\frac{c_\varphi}{\Theta_\varphi}}$$

A forgó kerék azonban porgettyúmozgást végez, mert egyidejűleg két egymást metsző tengely (saját tengelye és vagy a kormánycsap vagy a berugózás forgástengelye) körül foroghat.

A porgettyúmozgást végző testen jelentkező porgettyúhatás alatt azt értjük, hogy ha a saját tengelye körül forgó kereket a forgás síkjából kibillentjük, akkor a kifordulás irányára merőlegesen egy nyomaték ébred a keréken, ami azt újra - most már az eredeti kifordítás irányára merőlegesen - kibillenteni igyekszik.



251. ábra A porgettyú mo-
dellje



252. ábra Mozgó jármű kormányzott kerekeire ható pörgettyűnyomaték

$$M_p' = 2\Theta\omega \frac{d\psi}{dt}$$

Mivel azonban éppen az M_p' hatására újabb irányban is megváltozott a forgó kerekek síkja, újabb pörgettyűnyomaték lép fel, melynek nagyságát $d\varphi/dt$ határozza meg, azaz

$$M_p'' = 2\Theta\omega \frac{d\varphi}{dt}$$

Ez az M_p'' -vel jelölt nyomaték a függőleges síkban hat és a ψ szögelfordulást igyekszik megszüntetni, és a kereket - ha az engedi - ellenkező irányba elfordítani.

A függőleges és a vízszintes síkban ható nyomatékok egyensúlyi egyenletét felírva majd behelyettesítve a nyomatékok kifejezését, megkapjuk a kormányzott kerekek sajátgerjesztésű lengését leíró differenciálegyenlet rendszert.

$$\Theta_\psi \frac{d^2\psi}{dt^2} + 2\Theta\omega \frac{d\varphi}{dt} + \psi c_\psi = 0$$

és

$$\Theta_\varphi \frac{d^2\varphi}{dt^2} - 2\omega \frac{d\psi}{dt} + \varphi c_\varphi = 0$$

Ezen egyenletrendszer megoldását

$$\psi = A \sin \alpha t$$

$$\varphi = B \cos \alpha t$$

alakban keresve, az első és a másodrendű deriváltak

$$\frac{d\psi}{dt} = A\alpha \cos \alpha t$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = -B\alpha \sin \alpha t$$

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = -A\alpha^2 \sin \alpha t$$

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -B\alpha^2 \cos \alpha t$$

a deriváltakat visszahelyettesítve, az alábbi egyenletek adódnak:

$$\Theta_\psi (-A\alpha^2 \sin \alpha t) + 2\Theta\omega (-B\alpha \sin \alpha t) + \psi c_\psi = 0$$

és

$$\Theta_\varphi (-B\alpha^2 \cos \alpha t) - 2\Theta\omega A\alpha \cos \alpha t + \varphi c_\varphi = 0$$

A fenti másodfokú egyenleteket megoldva a szitálás okozta szöglengések körfrekvenciájára a következő összefüggés adódik:

$$\alpha^{+,-} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\alpha_\varphi^2 + \alpha_\psi^2 + H^2 \pm \sqrt{(\alpha_\varphi^2 + \alpha_\psi^2 + H^2)^2 - 4\alpha_\varphi^2 \alpha_\psi^2} \right]}$$

ahol

$$H^2 = 4 \frac{\Theta_\psi^2 \omega^2}{\Theta_\varphi \Theta_\psi}$$

Látható tehát, hogy α -nak két értéke van, melynek megfelelően mind a függőleges, mind a vízszintes síkban végzett lengés két-két lengés eredője. Ezzel a szögkitérés egyenletei:

$$\psi = A_1 \sin \alpha^+ t + A_2 \sin \alpha^- t$$

és

$$\varphi = B_1 \sin \alpha^+ t + B_2 \sin \alpha^- t$$

A szitálásnak gyakorlati szempontból is nagy jelentősége van. A ψ szögkitérések következtében a kormányzott kerekek ugrálnak, a φ szögkitérések miatt pedig hullámvonalban haladnak. Nagymértékű szitálás esetén a kerekek ugrálása is oly nagymértékű lehet, hogy a gumiabroncs teljesen elválék a talajtól.

A kerekek ugrálása és kigyózó mozgása bizonytalanná teszi a gumiabroncs és a talaj kapcsolatát és ezzel a jármű nettulajdonságait jelentősen rontja. A kormányzott kerekek öngerjesztett lengése lényegében két intézkedéssel elkerülhető

- a kerekek felfüggesztésénél el kell kerülni, hogy azok rugózás közben síkjukat változtassák;
- ügyelni kell arra, hogy a kerekek vezetését és kormányzását végző elemek kifogástalan állapotban legyenek.

Megjegyezzük még, hogy a kerekek szitálása a jobb- és baloldalon kedvezőtlenül összeeső kiegyensúlyozatlanság gerjesztő hatása következtében is létrejöhet.

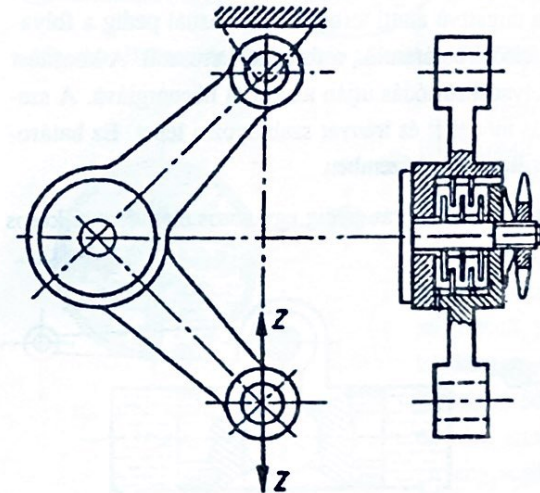
A 253. ábra. Szitáló kerekek keréknyoma.

11. Lengéscsillapítók szerkezete és működése

Az előbbi fejezetben látható volt, hogy a gépjármű lengéseinek időbeli korlátozása, a megfelelő úttartás érdekében, fontos feladat. A gyakorlatban alkalmazott lengéscsillapító rendszereket feloszthatjuk súrlódásos - és hidraulikus lengéscsillapítókra. A hidraulikus rendszerek tovább csoportosíthatók karos - és teleszkópos rendszerekre.

Súrlódásos lengéscsillapítók

A korai időszakokban a mechanikus, súrlódásos lengéscsillapítókat alkalmazták. A 254. ábra egy súrlódásos rendszerű lengéscsillapítót mutat be.

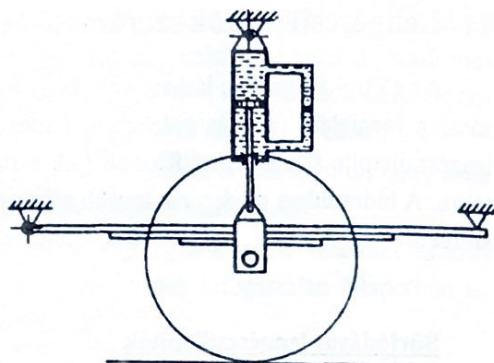


254. ábra. Súrlódásos, lamellás lengéscsillapító.

A lengéscsillapító Egyik karja a futómű lengő tagjához a másik kar pedig a kocsitesthez csatlakozik. A középső forgáspontban lamellák helyezkednek el úgy, hogy az egymás mellett elforduló lamellák váltakozva az egyik és a másik karhoz kapcsolódnak. A lamellákat szabályozható előfeszítésű rugó nyomja össze. Ez által a lamellák közti súrlódóerő és ezzel a csillapítás keménysége szabályozható. Az ábra

alapján megállapítható, hogy ez a berendezés mind berugózásnál mind kirugózásnál működik. A gépjármű lengési energiáját, súrlódás útján, hőenergiává alakítja át. Laprugós futóműveknél ezt a megoldást, egy időben alkalmazták, mivel a laprugó kötegnek különben is van lengéscsillapító hatása, ezzel együtt kielégítő csillapítást biztosított. A későbbiek során, különösen a független felfüggesztések elterjedésével, előtérbe kerültek a hidraulikus lengéscsillapítók. A 255. ábra bemutatja egy hidraulikus lengéscsillapító működésének vázlatát.

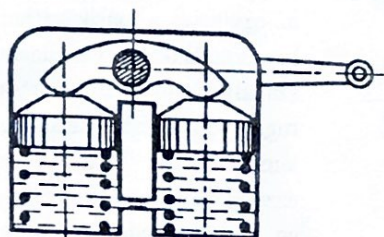
A lengéscsillapító áll egy hidraulika folyadékkal teljesen feltöltött hengerből, amelyben egy dugattyú mozog. A dugattyú feletti és alatti folyadéktér csővezetékekkel van összekötve, amelybe egy mindkét irányban működő fojtószelepet építettek be. A lengéscsillapítót a kocstitest és a futómű közé, csuklósan csatlakoztatták. Berugózásnál a dugattyú benyomódik a hengerbe és a felette lévő folyadékot, az összekötő csövön



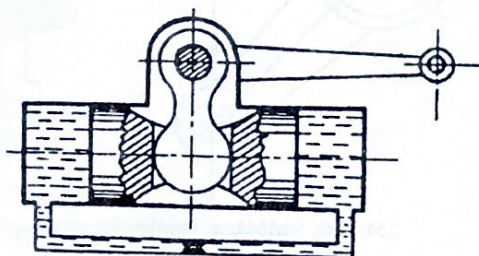
255. ábra. Hidraulikus lengéscsillapító működésének vázlata.

és a fojtáson keresztül átnyomja a dugattyú alatti térbe. Kirugózásnál pedig a folyadék, megfordítva az alsótérből a felsőtérbe áramlik, a fojtáson keresztül. A kocstitest lengési energiája ezen a módon folyadéksúrlódás útján alakul át hőenergiává. A szelep megfelelő beállításával a fojtás mértékét és irányát szabályozni lehet. Ez határozottan előny a súrlódásos lengéscsillapítókkal szemben.

A 256. ábrán egy párhuzamos, a 257. ábrán pedig egy soros elrendezésű karos lengéscsillapítót mutatunk be.



256. ábra. Párhuzamos elrendezésű karos lengéscsillapító.

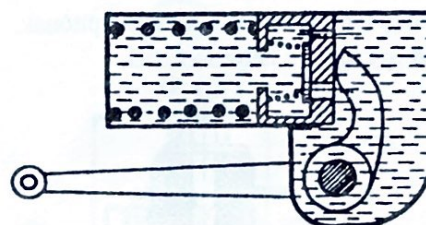


257. ábra. Soros elrendezésű karos lengéscsillapító.

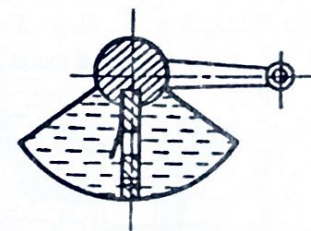
Mindkét esetben a lengéscsillapító házat a kocstitesthez, csavarkötéssel rögzítik, a kart pedig, összekötőruddal a futóműhöz kapcsolják. A fojtószelep itt is a két folyadéktér összekötő csőben helyezkedik el. Működésük az előbb elmondottakhoz hasonló. Kis helyszükségletük folytán, mind személygépkocsikon, mind tehergépkocsikon, hosszú ideig szívesen alkalmazták.

Az előbbihez hasonlóan szintén kicsi a helyszükséglete a 258. ábrán bemutatott karos lengéscsillapítónak.

Ennél a dugattyú két oldalán elhelyezkedő két teret összekötő csatorna elmarad. A fojtószelepeket a teleszkópos rendszerekhez hasonlóan, a dugattyúfenéken képezték ki. A fojtó furatok nyitásával és zárásával a lengéscsillapítás hatásossága szabályozható. Hasonlóképpen működik a 259. ábrán látható szárnyalapátos lengéscsillapító.

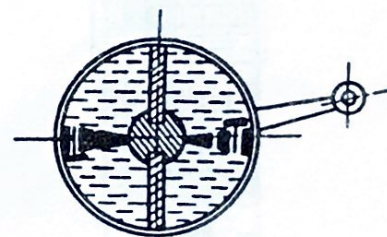


258. ábra. Hidraulikus, karos lengéscsillapító.



259. ábra. Szárnyalapátos lengéscsillapító

Dugattyú helyett ennél, a folyadékkal telt házban, egy szárnyalapátot mozgat a futóműhöz kapcsolt lengőkar. A folyadék furatokon keresztül áramlik át a lapáton. Elmentéses irányban a lapát egyes furatait szelep zárja le, ezzel a folyadék visszaáramlását a megnövelt fojtással késlelteti. A 260. ábra két kamrás, két szárnyalapátos lengéscsillapítót mutat be. Az egy lapátoshoz viszonyítva ez a két szárnyalapáttal, kb. kétszeres nagyságú lengéscsillapítást biztosít.



260. ábra. Kettős szárnyalapátos lengéscsillapító.

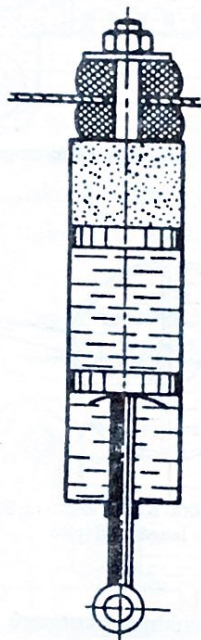
Napjainkban a korszerű gépkocsiknál a teleszkópos lengéscsillapítók terjedtek el. Ilyeneket mutatunk be a 261. és a 262. ábrán.

A teleszkópos lengéscsillapítóknál egy hidraulika folyadékkal feltöltött hengerben egy dugattyú mozog. A dugattyún furatok találhatók. Ezeken áramlik át a folyadék a dugattyú másik oldalára. Az áramlási ellenállás folytán jön létre a lengéscsillapítás, amelyet a furatokon elhelyezett szelepek segítségével még szabályozni lehet.

A dugattyú mozgása közben a dugattyú előtti és a dugattyú mögötti térben a térfogatváltozás nem egyenlő. Berugózáskor a dugattyúval együtt a dugattyúrúd is benyomódik a folyadékba. Ez azonban csak akkor válik lehetségessé, ha a folyadékban a benyomuló rúd térfogatának megfelelő mértékű térfogatváltozást tesznek lehetővé. Mivel a folyadék összenyomhatatlan, a rúd benyomódását úgy teszik lehetővé, hogy a henger felső szakaszát egy dugattyúval lezárják és a felette lévő térfogatot gázzal töltik fel. A kompresszibilis gáz már lehetővé teszi a dugattyúrúd benyomódását. Ilyet láthatunk a 262. ábrán. Ezt a megoldást nevezik gázos lengéscsillapítónak. A 261. ábra olyan megoldást mutat ahol a gázt egy rugóval helyettesítették.



261. ábra. Teleszkópos lengéscsillapító kiegyenlítő dugattyúval és rugóval.

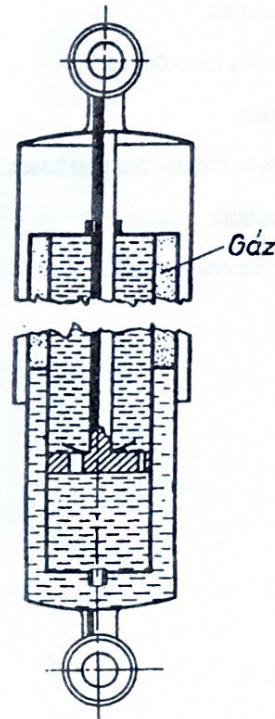


262. ábra. Teleszkópos lengéscsillapító gázos kiegyenlítéssel.

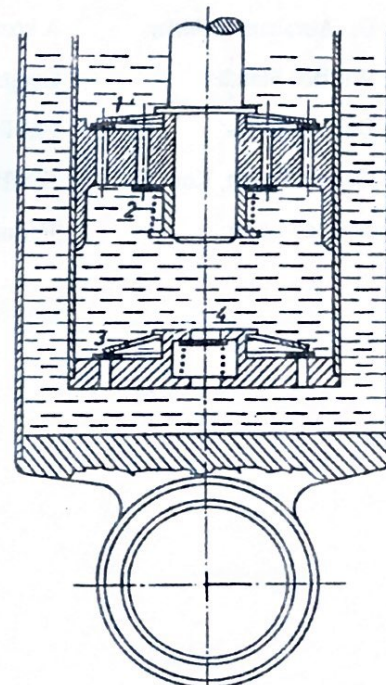
A másik megoldás a kettősfalú vagy másnéven kétcsöves lengéscsillapító, amelyet a 263. ábra mutat be.

A belső csövet teljesen, a külső csövet pedig részlegesen feltöltik folyadékkal. A feltöltés után a külső csőben a folyadék felett gáz, esetleg levegő helyezkedik el. (263. ábra) A belső cső alján olyan szelepet építenek be amely mindkét, irányban de

különböző mértékben nyílik. (264. ábra) Berugózáskor a dugattyú furatain és szelepein áramlik át a folyadék úgy hogy lehetővé teszi gyors berugózást és lassítja a kirugózást. A dugattyúrúd által kiszorított folyadék pedig a belső cső alján lévő szelep rendszeren át a külső csőbe áramlik és összenyomja a külső csőben lévő gázt vagy levegőt, majd kirugózáskor ugyanezen a szelepen át visszaáramlik a belső csőbe, a gáz pedig expandál.



263. ábra Kétcsöves lengéscsillapító.



264. ábra. A lengéscsillapító szelepei.

A lengéscsillapításnak még számos más megoldása is létezik. Ezen a helyen csak a leggyakrabban alkalmazottakat ismertettük. Könnyű belátni, hogy a jó úttartás érdekében a lengéscsillapítók komoly feladatot látnak el és egyúttal azt is, hogy csak az egyformán jól működő lengéscsillapítók képesek a feladat helyes ellátására. Amennyiben a kocsi két oldalán a lengéscsillapítók nem egyformák az úttartás nem lehet megfelelő. A szabály tehát az, ha az egyik lengéscsillapítót, valamilyen oknál fogva kicserélik, a másik oldalit is ki kell cserélni. Ellenkező esetben az úttartás nem lesz megfelelő.

Felhasznált irodalom

Dr. Lévai Zoltán:	Gépjármű szerkezetek. I. II.
Dr. Vida Emil:	Gépjármű szerkezetek I
Gudlin Tamás:	Gépjármű szerkezetek. II.
Dr. Flamisch Ottó:	Gépjármű diagnostika.
Dr. Ábrahám Kálmán:	A közúti közlekedés kézikönyve.
Wilfried Staudt:	Gépjármű technika.
Dabóczi Lajos:	FIAT kezelési és karbantartási utasítások.
Gerigk, Bruhn, Komoll:	Kraftfahrceugtechnik.
Sigfried Leyer:	Formeln. Kraftfahrceugtechnik.