

Факултет инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Друмски саобраћај

Предмет: Моторна возила 1

Број индекса: 121/2012

Дејан З. Деспотовић

**Избор преносних односа зупчастих мењачких
преносника теретних моторних возила
завршни рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Јованка Лукић, проф. - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да

Опише и анализира:

- развој зупчастих мењачких преносника теретних возила по појединим категоријама
- поступак избора мењачког преносника и
- да изврши проверу избора мењачког преносника на једном теретном возилу из серијске производње

Препоручена литература:

[1] Демич М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.

[2] Симић Д.: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988

Крагујевац, 08.06.2015.

ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

Резиме:

У раду су анализирани мењачки преносници код теретних моторних возила, њихове поделе и примена на истим. Описан је поступак и критеријуми за избор мењачког преносника за теретна моторна возила. Такође, анализиран је поступак избора преносног односа главног преносника, првог преносног односа и међустепена. На конкретном примеру теретног моторног возила извршена је провера његових карактеристика, као и провера преносних односа мењачког преносника применом геометријске и прогресивне расподеле.

Кључне речи: *Мењачки преносник; Теретно моторно возило; Преносни однос.*

Summary:

Transmission of cargo vehicles were analysed. The procedure and criteria of the transmission choice had been described as well. Also, the procedures of choice of the transfer ratio of the main gear, the first transfer ratio and interstage were given. The analysis of the characteristics has been performed on the specific example of the cargo vehicle, as well as the testing of geometrical gear steps and progressive gear steps.

Key words: *Transmission, Truck vehicle, Gear ratio.*

Садржај:

1. Увод	5
2. Теретна моторна возила, класификација и концепција	6
2.1. Класификација ТМВ	6
2.2. Концепција ТМВ	9
3. Мењачки преносници, подела и примена код ТМВ	11
3.1. Подела мењачких преносника	12
3.2. Мењачки преносници код ТМВ	15
4. Поступак избора мењачког преносника	20
4.1. Критеријуми за избор преносних односа мењача	20
4.2. Избор преносног односа главног преносника	22
4.3. Избор преносног односа првог степена преноса	23
4.4. Избор преносног односа степена преноса у коме се постиже максимална брзина $v_{\max}$ — $I_{v\max}$	26
4.5. Избор преносних односа међустепена	27
4.6. Оцена параметара изабране трансмисије	34
5. Провера мењачког преносника ТМВ из серијске производње	35
6. Закључак	49
Литература	50

1. Увод

Према Правилнику о подели моторних и прикључних возила **теретно моторно возило** је моторно возило са најмање четири точка, које је намењено за превоз терета, односно вршење рада на начин да се возилом може превозити други терет, односно вучу прикључних возила, чија је маса већа од 550 kg и чија највећа ефективна снага, односно највећа трајна номинална снага мотора је већа од 15 kW.

Теретна моторна возила се даље, прена националним и међународним стандардима сврставају у подврсте према облику тела и врсти терета (отворени или затворени товарнисандук, фургон, платформа за контејнере, дамperi и др.). Уколико је товарни простор намењен превозу одређених терета таква теретна моторна возила се називају специјалним возилима (хладњача, цистерна, мешалица за бетон, одвоз смећа, аутомобил радионица и слично). И ова подгрупа возила није ограничена, с обзиром да су специјални терети не ограничени по намени.

Од врсте возила зависи конструкција трансмисије и састав елемената, тако да се може говорити о трансмисији путничких и теретних возила и трансмисији радних машина. У сваком случају све оне садрже погонски агрегат, спојницу, **мењачки преносник**, систем преноса снаге – карданска вратила, главни преносник и погонски мост. Конструкција појединих склопова разликује се по врсти и конструкцији зависно од врсте возила.

Највећу примену имају механичке трансмисије с обзиром да имају једноставну конструкцију, мале габарите и масу, а уз то имају високостепен сигурноститокотом експлоатације. Одликују се високим степеном корисности, по чему надмашују све остале трансмисије. Основни недостатак механичке трансмисије је степенаста подела преносног односа, што има за последицу непотпуно искоришћење снаге мотора, те самим тим нижу вучну силу и максималну брзину, односно време постизања максималне брзине. Такође као недостатак сматрају се и тешкоће око аутоматизације промене степена преноса када су у питању једноставни мењачи за масовну производњу.

Мењачки преносник код теретних моторних возила има функцију да подигне вредност обртног момента мотора и да вучну карактеристику возила што више приближи идеалној вучној карактеристици, тзв. идеалној хиперболи снаге. Код путничких и теретних моторних возила највише се користе мењачи са степенастим преносним односима (4 до 6 код лаких путничких возила, односно 8 до 16 код теретних моторних возила, са редукцијом). Код данашњих теретних моторних возила све је чешћа, готово не заобилазна, примена аутоматске трансмисије, односно мењачких преносника са аутоматском променом степена преноса.

2. Теретна моторна возила, класификација и концепција

Према међународним и националним законским прописима и стандардима у области моторних возила врши се класификација моторних возила у зависности од своје намене и области примене. При пројектовању теретних моторних возила врши усвајање концепције моторних возила, према положају погонског агрегата и погонских. У овом поглављу рада биће изложена подела теретних моторних возила (у даљем тексту ТМВ) према класификацији и усвојеној концепцији.

2.1. Класификација ТМВ

Класификацију моторних возила регулишу међународни и национални стандарди појединих земаља (код нас SRPS), а често се одређује и емпиријски. Како између појединих националних и међународних стандарда постоји међусобна зависност, често се врши њихово усклађивање. Правилник о подели моторних возила предвиђа следећу поделу ТМВ:

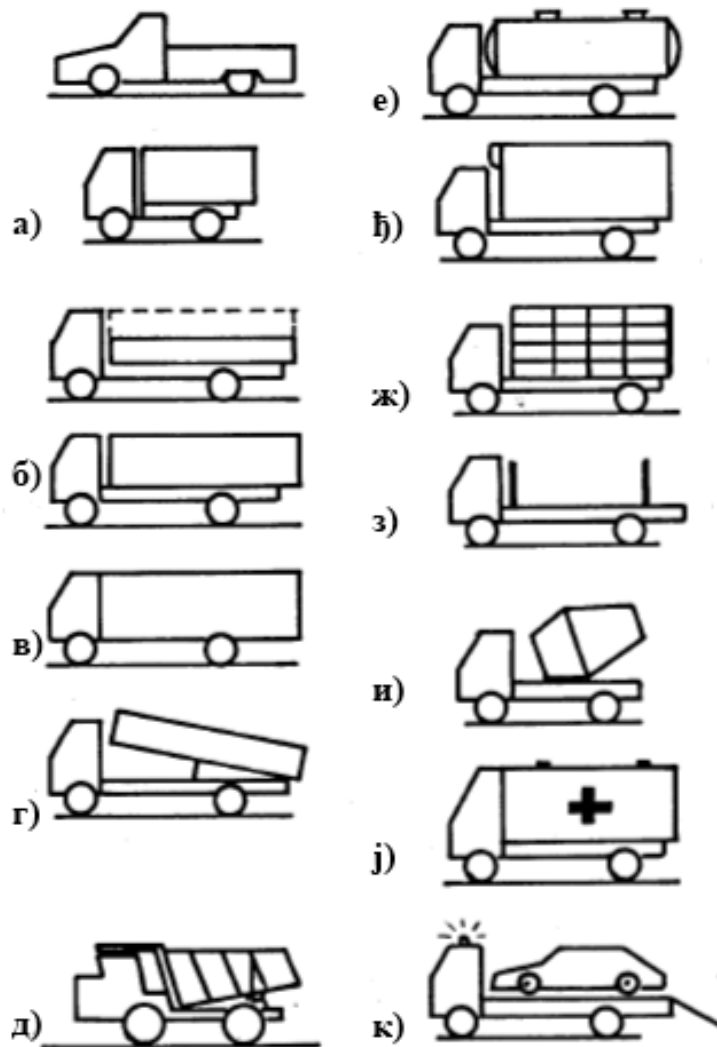
- Врста N – моторно возило које је пројектовано и конструисано првенствено за превоз терета.
- Врста N1 – лако теретно возило, јесте возило врсте N чија највећа дозвољена маса не прелази 3,5 t.
- Врста N2 – средње теретно возило, јесте возило врсте N које има највећу дозвољену масу која прелази 3,5 t, али која не прелази 12 t.
- Врста N3 – тешко теретно возило, јесте возило врсте N које има највећу дозвољену масу која прелази 12 t [11].

Опрема и инсталација стално уграђена на возила посебне намене (кранови, покретне радионице, возила за разглас, итд.) сматрају се као терет (стални терет). [11].

Из Правилника о подели моторних и прикључних возила и техничким условима за возила у саобраћају на путевима из службеног гласника Р. Србије (бр. 40/2012) од 26.4.2012. године, за ТМВ важи следеће:

- Возило врсте N мора да испуњава следеће услове у погледу техничких карактеристика:
 - 1) сва места за седење треба да буду одвојена од товарног простора,
 - 2) лица и терет могу да се превозе у истом простору под условом да јетоварни простор обезбеђен опремом за заштиту људи од налета терета током вожње, као и приликом наглог кочења и скретања,
 - 3) средства за обезбеђивање терета су намењена да обезбеде терет, као и систем преграда, намењених за возила чија највећа дозвољена маса не прелази 7,5 t,

- 4) број места за седење, не укључујући место возача, не сме да прелази: 6 у случају возила врсте N1,8 у случају возила врсте N2 и N3,
 5) возила врсте N морају да имају масу терета једнаку или већу од масе путника, изражену у килограмима [11].

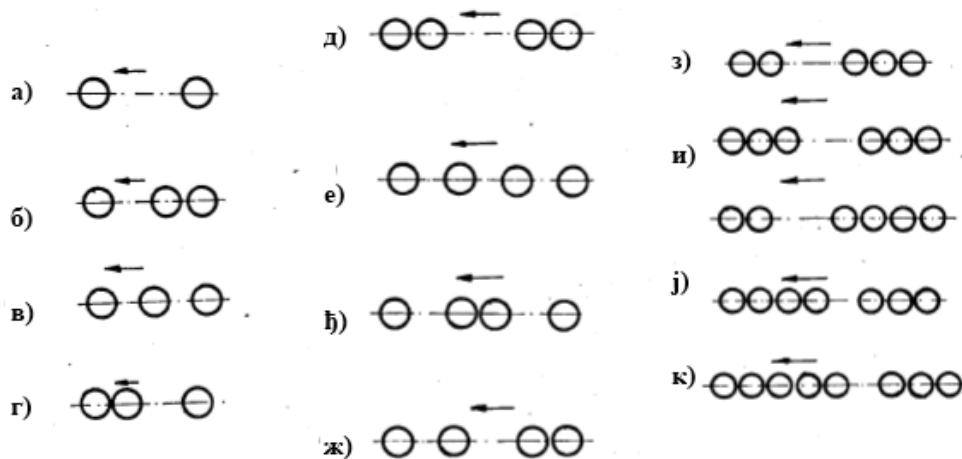


Слика 2.1– Врсте ТМВ за превоз терета: а) мали теретни аутомобил – камионет, б) теретни аутомобил – камион, в) фургон, г) самистоваривач – кипер, д) дампер, е) теретно возило цистерна, ђ) теретно возило хладњача, ж) теретно возило за превоз стоке, з) теретно возило за превоз дрвета, и) теретно возило бетонска мешалица, ј) теретно возило амбуланта, к) теретно возило за превоз оштећених возила [3]

Код теретних возила је уобичајено да се на главну шасију возила, која је обично у возном стању, са или без светлосне сигнализационе опреме, додаје помоћна на коју се надграђује каросерија различитих намена (слика 2.2). На слици 2.3 приказана је основна шема погона ТМВ.



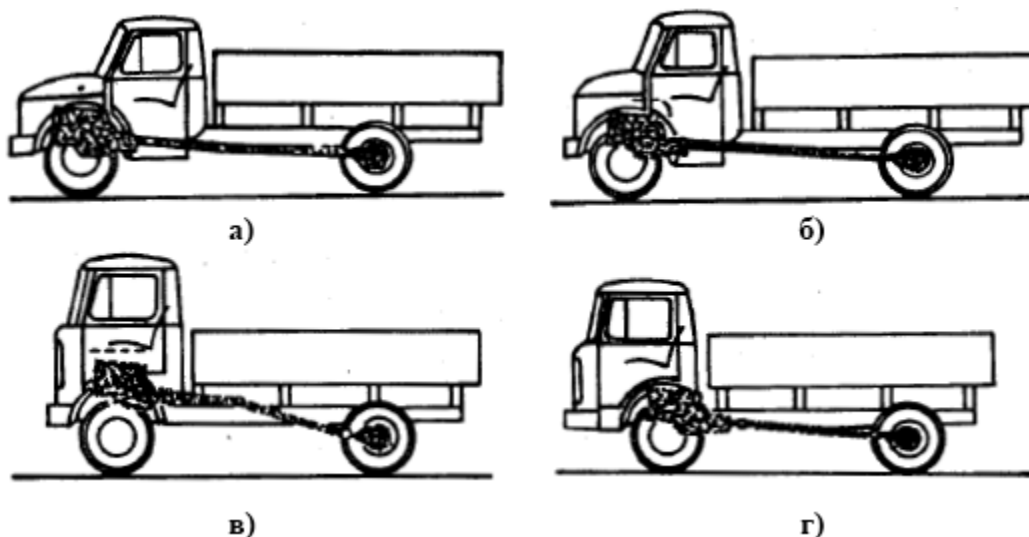
Слика 2.2 – Различите надградње на шасији TMB [5]



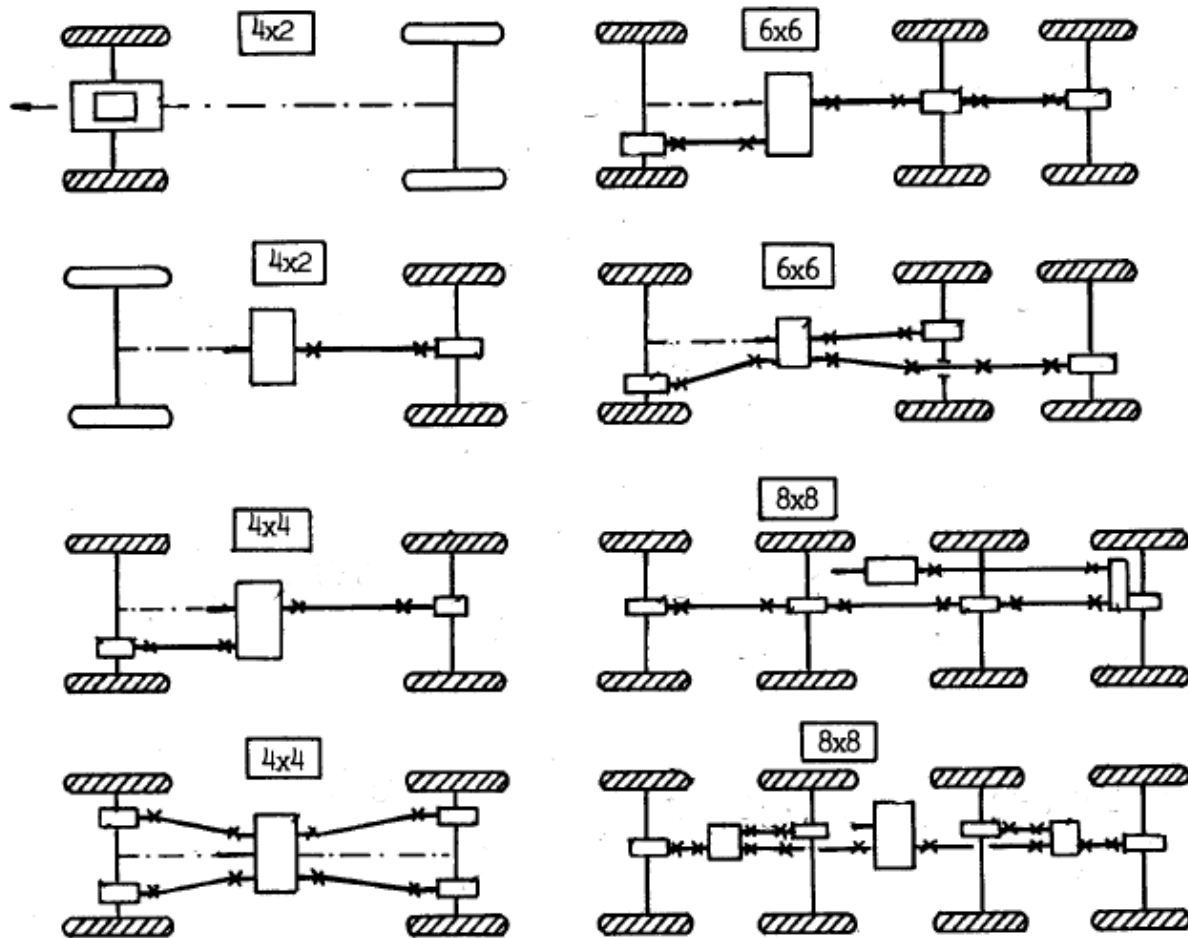
Слика 2.3 – Основне шеме погона код ТМВ: а) 4x2 и 4x4, б) 6x4, 6x2 и 6x6, в) 6x6 и 6x6, г) 6x6 и 6x2, д) 8x6 и 8x8, е) 8x8 (8x4), ж) 8x8, ђ) 8x8, ж) 8x8, ж) 10x6 и 12x6, и) 12x6, ј) 14x8, к) 16x8 [3]

2.2. Концепција ТМВ

Приказане концепције ТМВ са слике 2.4 примењене су углавном код лаких теретних возила укупне масе мање од 3500 kg. Концепција са погонским агрегатом смештеним у задњем препусту се углавном не примењује, тек код појединих возила масе до 2400 kg, ипак, може се рећи да је ова концепција потпуно напуштена. Код средње тешких и тешких, ТМВ мотор је смештен напред испред или испод кабине са погоном на задњим точковима, ређе на предњим или погоном на свим точковима. Концепција ТМВ зависи од шеме трансмисије (броја осовина и формуле точкова). На слици 2.5 приказане су најчешће примењиване шеме погона код механичке трансмисије.

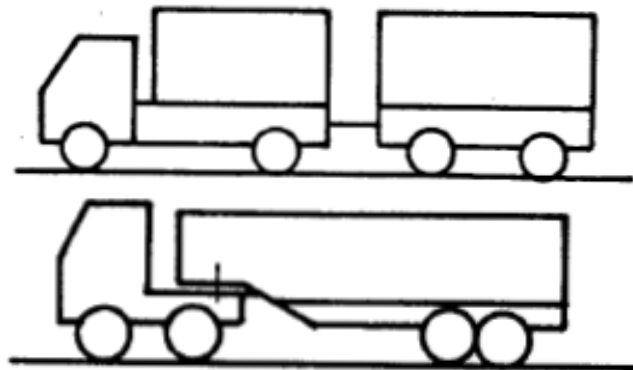


Слика 2.4 – Нјашеће концепције ТМВ: а) мотор изнад предње осовине, кабина иза мотора, б) мотор изнад предње осовине, кабина делом изнад мотора, в) мотор изнад предње осовине, кабина изнад мотора, г) мотор изнад предње осовине, кабина испред мотора [3]



Слика 2.5 – Шеме погона механичке трансмисије [3]

Код ТМВ најчешће се поставља проблем оптималног избора врсте спрега: возила са сандуком, приколицом или тегљач са полуприколицом. Шема спрегова приказана је на слици 2.6. Ова дилема разрешава се истраживањем тржишта за које ј возило намењено, али се углавном препушта пројектанту да изврши избор.



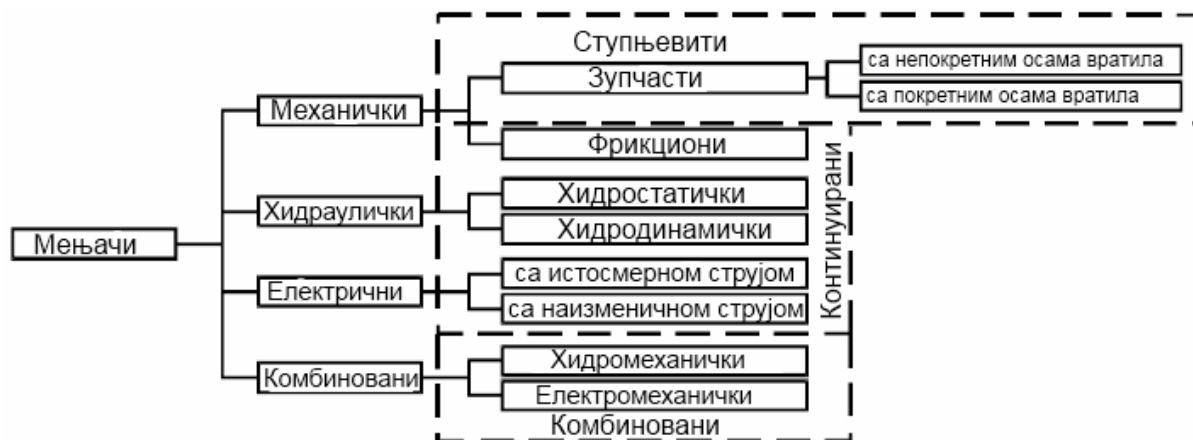
Слика 2.6 – Шематски приказ вучних спрегова [3]

3. Мењачки преносници, подела и примена код ТМВ

Мењачипреносе обртни момент мотора преко главног преносника на погонске тачкове и у зависности од динамичког полупречника (r_d) тачка на њему се остварује вучна сила (F_o) која покреће возило. Увећањем броја обртаја мотора добија се вучна сила на погонским тачковима да би у се току вожње могли савладати отпори кретања.Промене обртног момента остварују се у мењачком преноснику (број промена зависи од бројастепена преноса у мењачу).

Поред ове главне функције мењачког преносника, остварује се још могућност кретања возила малим брзинама, а при стабилним бројевима обртаја мотора, кретање возила уназад и раздвајање мотора од погонског моста (мењач у неутралном положају, а спојница укључена), што је неопходно када возило стоји у месту, а мотор ради.

У зависности од промене преносног односа мењачи за возила могу се поделити на две главне групе:на мењаче са ступњеваним преносом и мењаче са континуираним преносом.Класификација мењача приказана је на слици 3.1. На слици 3.2 шематски је приказан систем преноса снаге.



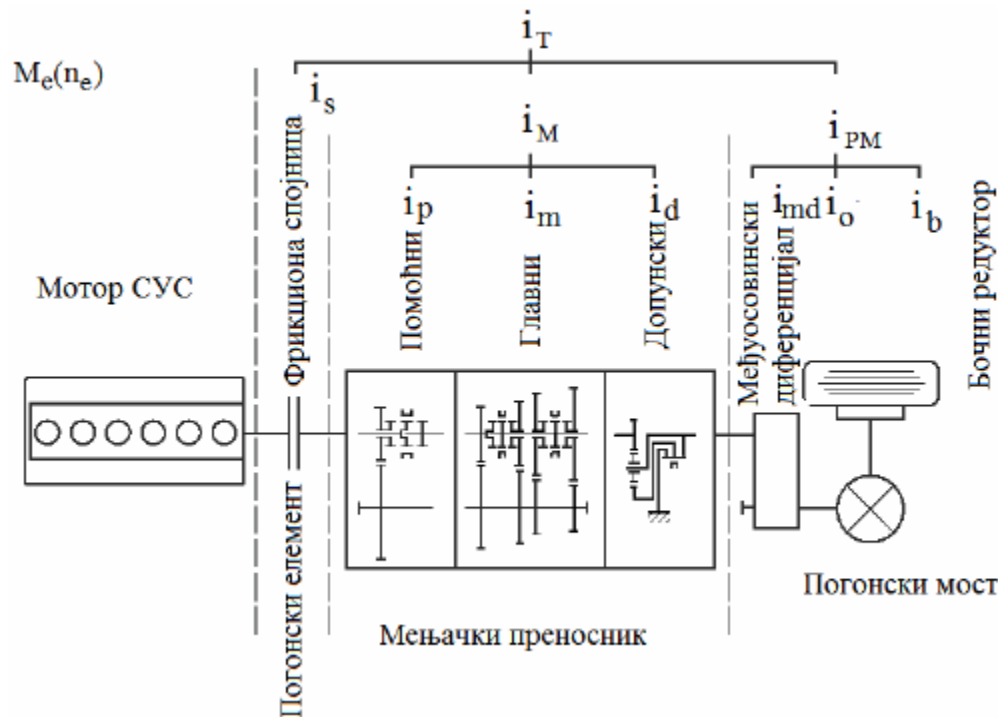
Слика 3.1 – Шема класификације мењачких преносника [4]

Степеновани мењачи који дају коначан број степени преноса изводе се:

- са клизним зупчаницима,
- са стално узубљен зупчаницима и
- са планетарним преносом.

Без обзира на конструкцију, мењачи морају испунити следеће захтеве:

- омогућити постизање најбољих вучних карактеристика и карактеристика потрошње горива возила, при задатој карактеристици мотора,
- лагано командовање,
- бешуман рад при укључивању било ког степена преноса.



Слика 3.2 – Систем преноса снаге: M_e – обртни момент мотора, i_T – преносни однос трансмисије, i_s – преносни однос трансмисије, i_M – Укупни преносни однос у мењачу, i_p – преносни однос помоћног мењача, i_m – преносни однос главног мењача, i_d – преносни однос допунског мењача, i_{PM} – укупни преносни однос у погонском мосту, i_{md} – преносни однос међуосовинског диференцијала, i_o – преносни однос у главном преноснику, i_b – преносни однос бочног редуктора [7]

3.1. Подела мењачких преносника

Мењачки преносници који се примењују на моторним возилима могу се поделити у више група према различитим принципима подела: конструкција, начин рада, применљивост или др. Разврставање мењачких преносника за моторна возила углавном се врши у две основне групе: механичке (мануелне) и хидродинамичке мењаче (аутоматске). Свака од ових врста се могу поделити у више подгрупа. На пример механички мењачи се пре свега могу поделити у две основне групе: мењачи са степенастом променом степена преноса и мењачи са континуалном променом преноса. Даља подела би могла да буде:

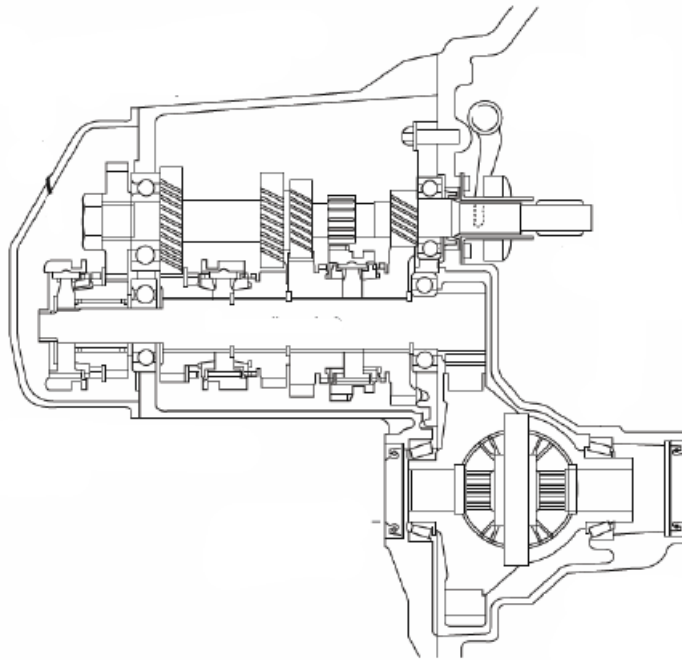
- мењачи са ручним командовањем – мануелни,
- полуаутоматски мењачи и
- мењачи са аутоматском променом степена преноса.

Механички мењачи (мануелни) на теретним моторним возилима су мењачи сазупчастим паровима, код којих се промена степена преноса остварују било упаривањем зупчаника или пак мењачи код којих су зупчasti парови по степенима преноса већ упарени, алисе посебно врши укључивање једног или више појединачних парова применом синхро

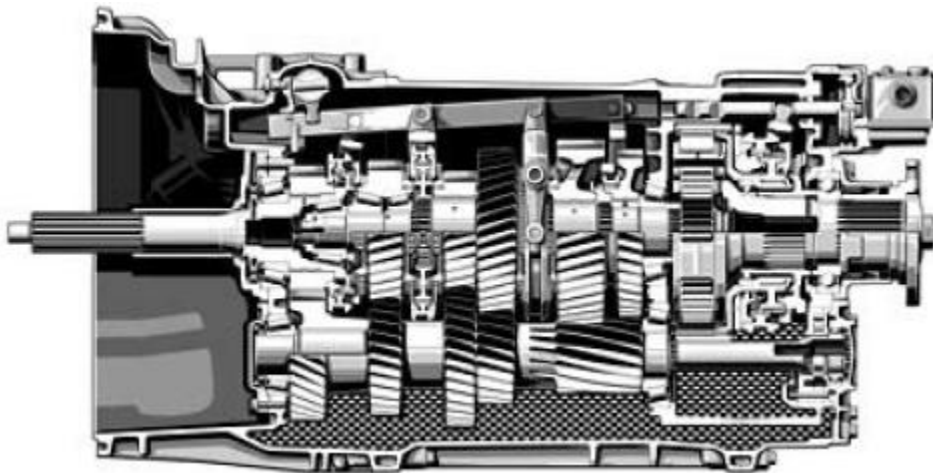
спојнице. Упаривањем зупчаника постиже се да то при мењању степенапреноса периферне брзине зупчаника морају да буду једнаке, како би се међусобноукључивање уопште могло да изведе или да се не би изазвало хабање или пак лом зуба.

Мењачки преносници могу се поделити и још према броју и положају вратила:

- са три вратила – пролазни (слика 3.3),
- са два вратила – непролазни, такви мењачки преносници примењују се код моторних возила где су мотор и погонска оsovина налазе на истом крају возила (слика 3.4) [7].



Слика 3.3 – Попречни пресек мењачког преносника непролазног типа [7]

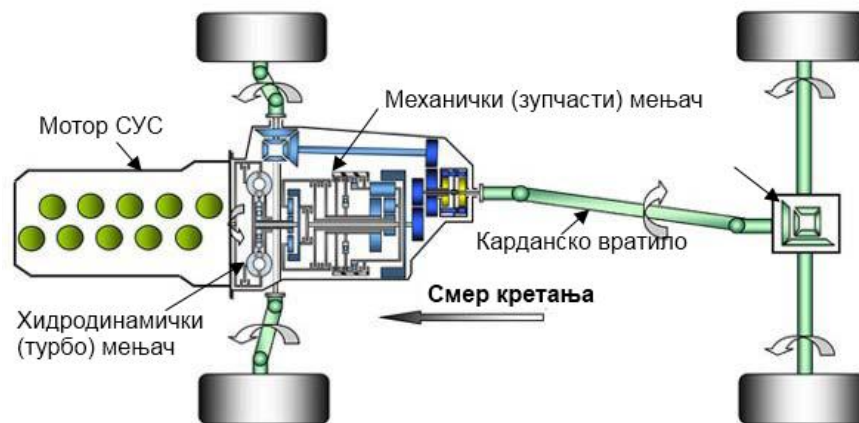


Слика 3.4– Мењачки преносник TMB Mercedes – Benz Actros пролазног типа [7]

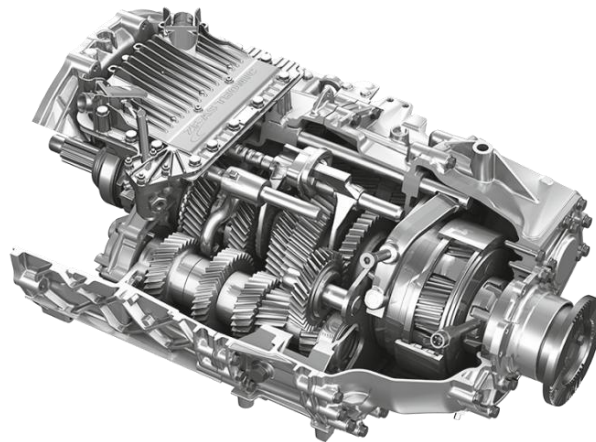
Аутоматски мењачи могу да се поделе у две основне групе и даље свака од њих у две групе:

- Полуаутоматски мењачи (са прекидом тока снаге) Код прекида тока снаге (искључено квачило) функцију мењањастепена преузима серво мотор у унапред изабрани степен преноса. Мењање степена преноса се врши ручно посредством серво појачивача(пнеуматски или хидраулични).
- Аутоматски мењачи. Избор степена преноса се врши самостално у зависности од оптерећења, броја обртаја мотора и брзине кретања возила. Избор степена преноса се врши без прекида тока снаге. Преносни односи могу да буду степенасти (као класични мењачи) или континуални (варијатори) [7].

Због немогућности да повећају степен искоришћења и дијапазона трансформације обртног момента мотора користи се комбинација хидрауличких и механичких преносника снаге. Такви мењачки преносници називају се хидромеханички преносници. На слици 3.5 приказан је хидромеханички преносник снаге са формулом погона 4x4, док је на слици 3.6 приказан 12 – степени мењачки преносник фирме ZF.



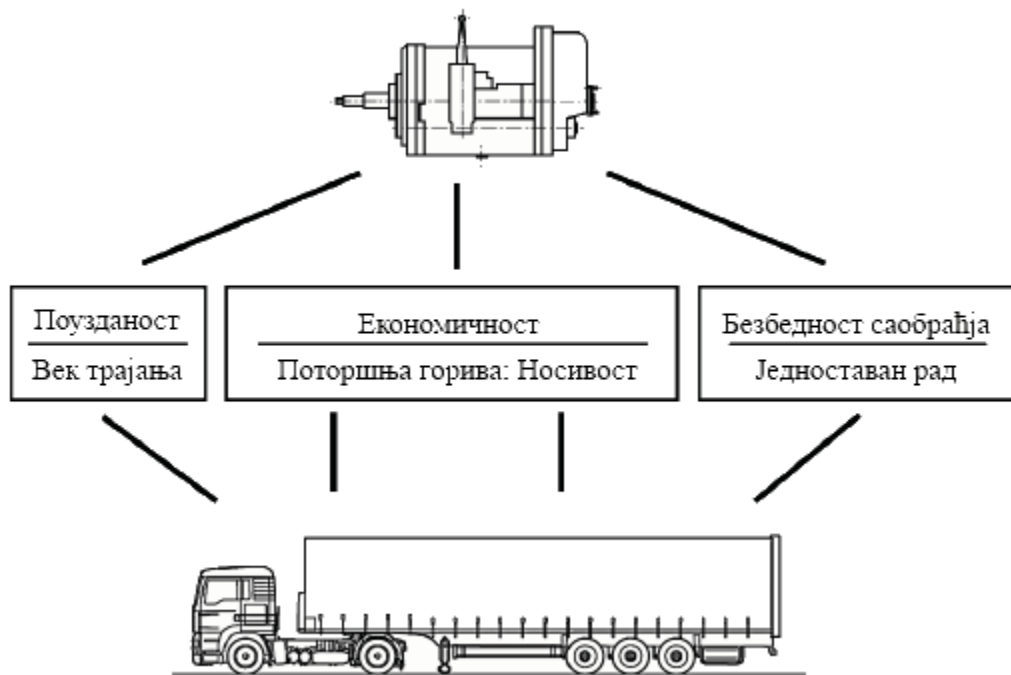
Слика 3.5 – Хидромеханички преносник снаге на возилу са формулом погона [7]



Слика 3.6– 12 – степени аутоматски мењачки преносник за ТМВ фирме ZF (ZF 12AS Tronic) [7]

3.2. Мењачки преносници код ТМВ

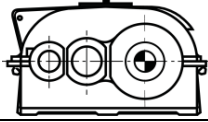
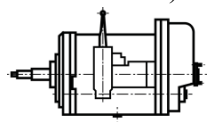
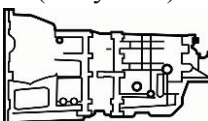
Као што је већ речено сва возила, захтевају преношење обртног момента мотора на погонске тачке, и у ту сврху користе се мењачки преносници. Задатак трансмисије је обезбедити оптималну вучну силу зависности од погонске јединице, која треба да задовољи постављене захтеве од стране возила, на путу, возача и животне средине (стандарди за емисију издувних гасова). Поред основних карактеристика, мењачки преносници путничких и комерцијалних – теретних возила, треба да обезбеде: поузданост, мању потрошњу горива, несметан рад возила и безбедност у саобраћају (слика 3.7).

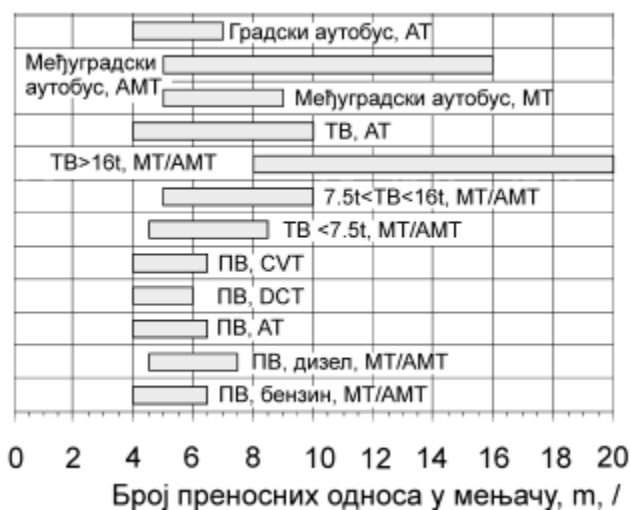


Слика 3.7 – Очекиване карактеристике које мењачки преносник треба да обезбеди код теретних моторних возила [6]

Оно што је битно код мењачких преносника теретних моторних возила је специфична снага $P_{\text{спес}} [\text{kW/kg}]$ која је већа три пута него код путничких возила (табела 3.1). С друге стране, мењачки преносници путничких возила морају бити конструисани тако да обезбеде дужи век трајања. Основне новине у области мењачких преносника се односе углавном на примену електронике за контролу процеса рада. На основу слике 3.8, коефицијент искоришћења снаге дефинише се као однос збира правугаоника (чије су висине вучне силе при максималној брзини у неком степену преноса, а основна разлика максималне и минималне брзине у том степену преноса) према површини испод идеалне хиперболе вуче у читавом интервалу брзина. Данашњи мењачки преносници ТМВ у зависности од тежине и габарита, односно своје носивости изводе се са 6, 8, 12 или 16 степени преноса.

Табела 3.1 – Поређење карактеристика мењачких преносика код индустријских машина, аутомобила и ТМВ [6]

Мењачки преносник	Број преносних односа у мењачу	Преносни однос у I степену преноса и укупни преносни однос у мењачу	Снага мотора [kW]	Обртни момент мотора [Nm]	Маса [kg]	Специфична снага [kW/kg]
Индустријски 	1	12.5 -	330	2100	680	0.48 100%
Код ТМВ (аутоматизовани механички) 	16	14.1 17.0	397	2600	266	1.49 300%
Код путничких возила (мануелни) 	6	4.2 5.1	294	500	46	6.39 1300%



Слика 3.8 – Број преносних односа у мењачу возила: МТ – мануелни мењач, АМТ – аутоматизовани (турбозупчасте мењач), АТ – аутоматски мењач, CVT – континуална трансмисија, DCT – трансмисија са дуплом спојницом, ТВ – теретно возило, ПВ – путничко возило [1]

Мануелни мењачки преносници су и поред све веће примене аутоматизованих турбозупчастих мењача и аутоматских мењача доста заступљени код ТМВ. У табели Табела 3.2 дате су карактеристике мењачких преносника и њихова примена. У зависности од спрезања зуба мануелни мењачи могу да се поделе на:

- несинхронизоване (готово да нису у примени) и
- синхронизовани (преносни односи код синхронизованих мењача мењају се помоћу синхро спојнице) [6].

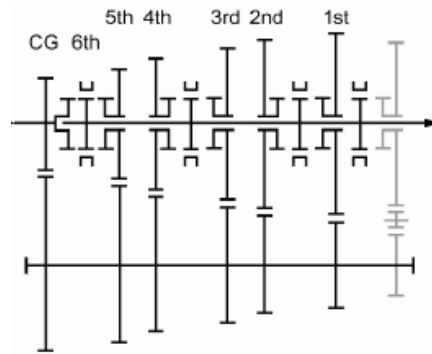
У односу на начин промене степена преноса могу бити са:

- директним мењањем: ручица мењача је директно повезана са кућиштем мењача,
- индиректним мењањем: ручица мењача и кућиште мењача су физички одвојени [6].

Табела 3.2—*Карактеристике мењачких преносника и њихова примена [6]*

Тип Мењача	Несинхронизовани	Синхронизовани	Аутоматизовани (турбозупчасти мењачи)	Хидродинамичка спојница – Хидродинамички мењачи	Аутоматски мењачи
Број степени преноса	6 – 9 – 12 – 16	5 – 6 – 9 – 12 – 16	6 – 10 – 12 – 16	6 – 16	4 – 7
Тржишна заступљеност	У опадању	Велика	У порасту	Врло мала	Мала
Примена	Код ТМВ за дуг међудржавни превоз	Код ТМВ за локални и међуградски промет и путничких возила	Код ТМВ за локални и међуградски превоз, аутобуса за међуградски превоз и путничких возила	Код ТМВ за превоз великих терета и код грађевинских машина	Код лаких доставних возила, градских аутобуса и путничких возила

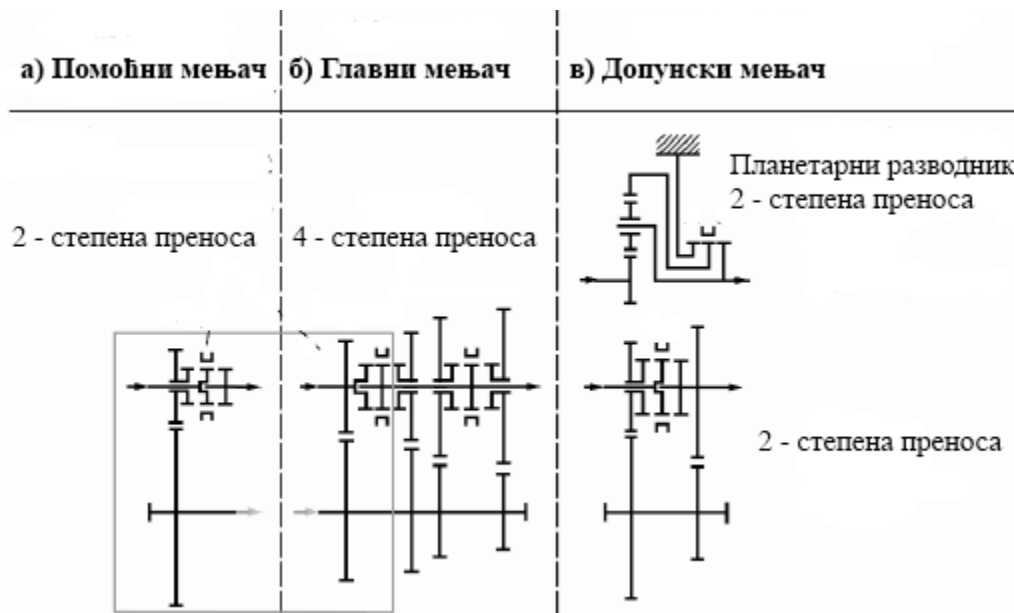
Мануелни мењачки преносници код теретних моторних возила могу бити изведени као јединствени из једног кућишта (слика 3.9) и из више сегмената од којих сваки има одређен број степени преноса (допунски, главни и помоћни мењачи), овај начин извођена приказан је на сликама 3.10 и 3.11.



Слика 3.9 – Шема спрезања зупчаника б-степеног мануелног мењачког преносника: 1, 2, 3, 4, 5 и 6 – зупчasti парови, CG – улазни пар зупчаника (константо спрегнут)[6]

Као што је већ речено у преносницима снаге осим основних примењују се и допунски мењачки и помоћни преносници снаге. Врсте и задаци додатних преносника снаге зависе од намене. У том погледу на савременим моторним возилима примењују се следећи допунски преносници:

- Једноступени разводници снаге (код теретних и теренских возила), постављају се одмах иза главног мењачког преносника и врше промену параметара снаге (слика 3.10в);
- Двоступени (ређе вишеступени) редуктори или разводници, тзв. допунски мењачи саразводником снаге или без њега. Једно од тих решења је допунски дво – или троступени мењач, који се поставља испред или иза главног мењача чиме се број степени преноса повећава за два или три пута. При постављању испред главног мењача помоћни мењач има задатак да повећа број степени преноса (слика 3.10а),
- Вучни преносници трактора и
- Преносници за одвод снаге до других потрошача.

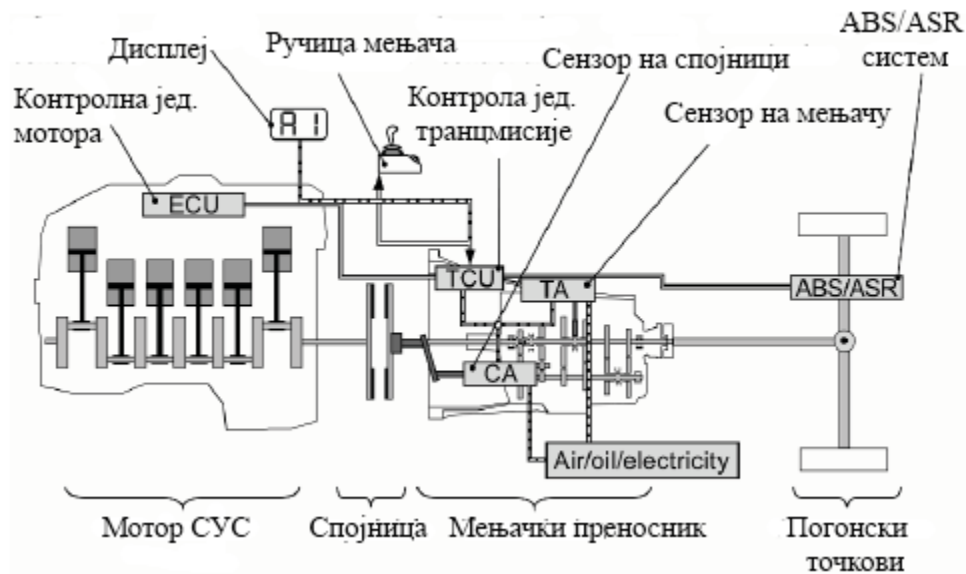


Слика 3.10 – Шема зупчастих парова мануелног мењачког преносника из више сегмената [6]



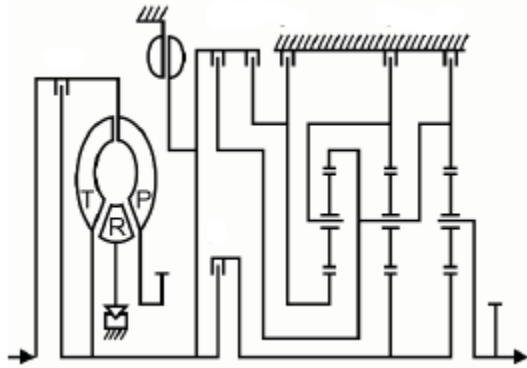
Слика 3.11 – Мануелни мењачки преносник из више сегмената [6]

Аутоматизовње мануелних мењача теретних возила отпочело је од краја 1990 – тих година. Овај ниво аутоматизације одликује применом мехатроничких елемената, аутоматизацијом спојнице промене степена преноса, као и применом контролне јединице мотора и контролне јединице преноса. На слици 3.12. приказана је шема аутоматизације трансмисије теретног возила.



Слика 3.12 – Шема аутоматизације трансмисије ТМВ [6]

Аутоматски мењачки преносници код ТМВ сличне су конструкције као и они намењени за путничка возила. Они су искључиво пројектовани као хидродинамички претварачи обртног момента мотора у комбинацији са планетарним преносником. Разликују се од мењача који се примењују код путничких возила по томе што имају додатне компоненте, као што су успоривачи мотора. На слици 3.13 приказана је шема зупчастих парова аутоматског мењача произвођача ZF са планетарним зупчаницима.



Слика 3.13 – Шема зупчастих парова аутоматског мењача произвођача ZF са планетарним зупчаницама: T – турбинско коло, P – пумпно коло, R – реакторско коло [6]

4. Поступак избора мењачког преносника

При избору мењачког преносника треба имати у виду да трансформација параметара снаге је неопходна кад год излазни параметри снаге погонског мотора, или бар један од њих, нису погодни за директно преношење на погонски точак. Број обртаја погонског мотора, који се у уобичајеним условима експлоатације најчешће креће у дијапазону од приближно 2000÷4000 o/min, превише је велик за погонски точак, па се због тога мора смањити. Ово смањење се врши у оквиру трансмисије, при чему, на основу законитости $M \cdot n = \text{const.}$ тако мора доћи и до повећања обртног момента у истој размери.

Из претходно наведених разлога дужност пројектанта је да претходно одреди број степени преноса и преносни однос између њих, односно да одреди величину међустепена. Код одређивања степени преноса постоје два теоријска прилаза у решавању:

- 1) да се овај број нађе на основу величине динамичке карактеристике и
- 2) из услова искоришћења снаге мотора [5].

4.1. Критеријуми за избор преносних односа мењача

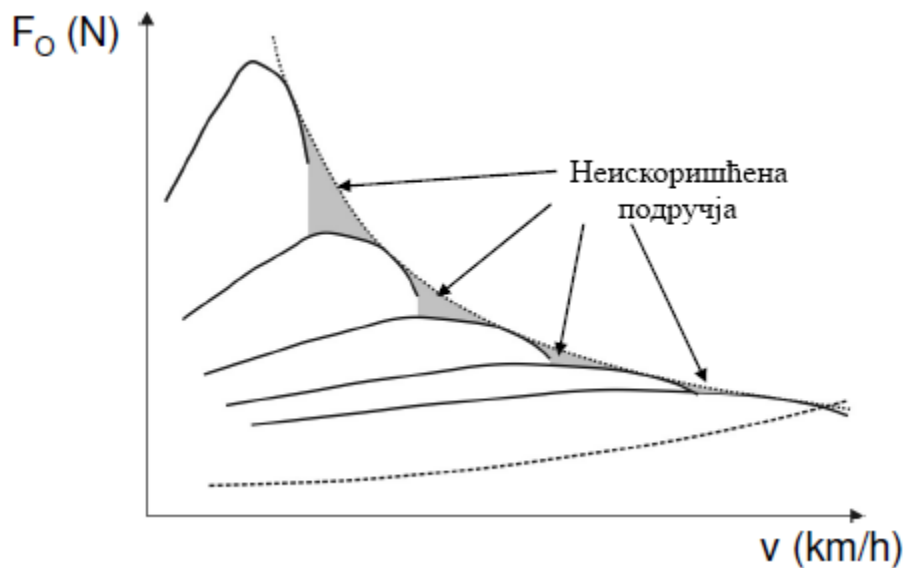
Код поступка избора мењачког преносника потребно је изабрати број преносних односа и њихове вредности и ускладити карактеристике мотора и мењача. Циљ овог поступка јесте налажење оптималних вредности мењача неопходних за функционисање моторног возила. Важно је постићи следеће:

- шта боље убрзање,
- шта мања потрошња горива,
- могућност поласка на узбрдици и у другим отежаним условима,
- могућност достизања максималне брзине,
- остали захтеви: бука, вибрације и др [5].

Када се врши избор мењачког преносника постоје ограничења која утичу на то какве ће карактеристике имати: конструкција, димензије, маса, поузданост, начин управљања, вектрајања и др. Такође, неискоришћена подручја на дијаграму вучних карактеристика требају бити што мања (слика 4.1.).

Основне карактеристике трансформације параметара снаге су:

- преносни однос у првом и последњем степену преноса i_{MIN} и i_{MAX} ,
- опсег – однос $i_{\text{MAX}}/i_{\text{MIN}}$,
- укупан број степени преноса,
- законитост расподеле вредности преносних односа у међустепенима – i_k , $k = 2,3,4 \dots$ [8]



Слика 4.1 – Неискоришћена подручја на дијаграму вучних карактеристика [8]

Поступак израчунавања преносних однос врши на следећи начин:

- а) израчунавање према основним,
- б) усклађивање стварних вредности са конструктивним ограничењима.

Израчунавање према основним критеријумима, кораци:

- преносни однос главног преносника,
- преносни однос првог степена у мењачу,
- преносни однос последњег степена у мењачу,
- преносни однос међустепена.

4.2. Избор преносног односа главног преносника

Да би се ускладио број обртаја са излазног вратила мењачког преносника са потребним бројем обртаја на точковима уводи се редукција трансмисије преко главног преносника, и то из два основна разлога:

- да се број обртаја погонских точкова тако смањи, да обимне брзине обезбедипредвиђену максималну брзину кретања возила,
- да се обртни момент на погонским точковима повећа, како би био у стању дасавлада све отпоре при различитим условима кретања возила.

Редукција се може обавити иу мењачу, међутим таква конструкција не би била погодна, јер би произвела повећање свих димензија елемената после мењача, што неизоставно прати и повећање момената инерције, што није пожељно. Ову функцију у погонском мосту обавља један пар конусних зупчаника (за случај једне редукције) и када је мотор постављен уздужно. За случај да је мотор постављен попречно, ову функцију обавља пар цилиндричних зупчаника, спирално озубљених, што важи и за случај двоструке редукције, када се ови зупчаници умећу иза конусних, што је случај код тешких возила.

Избор преносног односа главног преносника (i_o) врши се из услова максималне брзине кретања возила, с тим што се претпоставља да ће максимална брзина бити постигнута када је мењач у директном степену преноса ($i_m \approx 1$), што је и најчешћи случај код возила. За такав случај једначина за избор степена преноса гласи [8]:

$$i_o = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot r_d \cdot n_V}{30 \cdot i_m \cdot v_{max}} \quad (4.1)$$

где је:

r_d – динамички полупречник точка,
 n_V – број обртаја мотора при максималној брзини,
 i_m – преносни однос у мењачу,
 v_{max} – предвиђена максимална брзина возила.

Максимална брзина возила може се израчунати и следећим изразом:

$$v_{max} = 0,377 \cdot r_d \cdot \frac{n_V}{i_o \cdot i_m} \quad (4.2)$$

↓

$$i_o = 0,377 \cdot r_d \cdot \frac{n_V}{v_{max}} \quad (4.3)$$

На слици 4.2. приказан је дијаграм биланса снаге возила за различите преносне односе у главном преноснику. Нацртане су криве снаге на излазу из главног преносника ($P_0 = P_e \cdot \eta_m$) за различите вредности преносних односа у главном преноснику ($i_{o1}, i_{o2}, i_{o3}, i_{o4}$) и крива

снаге отпора кретању за кретање по хоризонталном путу ($P_R = P_V + P_f$). Јасно се види играфичко потврђивање оваквог избора, с обзиром да се највећа претпостављена брзина кретањавозила налази у пресеку (тачка А на дијаграму) криве снаге отпора и само једна крива снаге напреноснику (i_{o3}). За посматрани случај добија се максимално искоришћење снаге, док за случајве снага i_{o1} и i_{o2} , максимална снага се добија при нижим брзинама, што значи да је код тихбрзина искоришћење снаге мотора непотпуно.

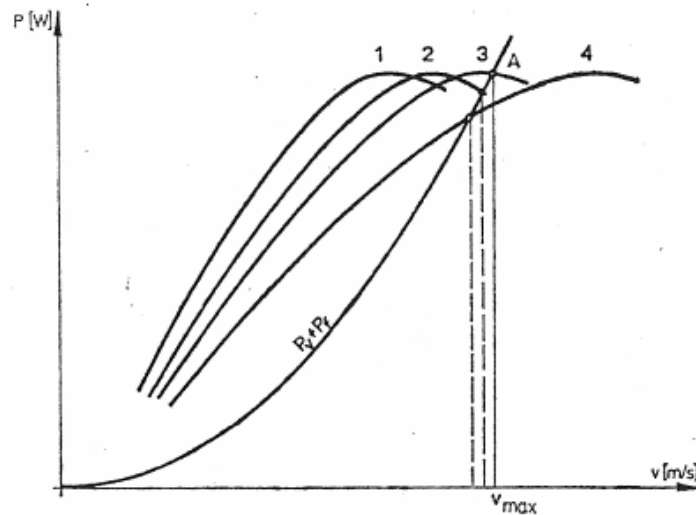
Промена вредности (i_o) утиче на перформансе возила:

i_o (када преносни однос углавном преноснику расте)– краћи преносни однос → већа вучна сила, боље савладавање успона, боље убрзање,

i_o (када преносни однос углавном преноснику опада)– дужи преносни однос → потенцијално већа максимална брзина, мањи број обртаја мотора, мања бука, повољније оптерећење мотора, мања потрошња горива [8].

Пример теретног моторног возила:

- употреба у равничарском пределу i_o (преносни однос опада),
- употреба у планинском пределу i_o (преносни однос расте),
- употреба на градилишту i_o (преносни однос расте) – пузеће брзине.



Слика 4.2 – Биланс снаге возила за различите преносне односе у главном преноснику [2]

4.3. Избор преносног односа првог степена преноса

Када се врши избор мењачког преносника питање које се поставља је како одредити први пренос у мењачу. Решавање овог проблема полази од поставке да возило мора да савлада све отпоре на путу. Уз претпоставку да ће се највећи отпор савладати највећом вучном силом у првом степену преноса, из поглавља отпори кретању, види се да је највећа вучна сила (на поласку). Да би могли да одредимо први степен преноса неопходно је познавати обимни силу на точку F_0 [1]:

$$F_o = \frac{M_{emax} \cdot i_l \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_d} \quad (4.3)$$

↓

$$i_l = \frac{r_d \cdot F_o}{M_{emax} \cdot i_o \cdot \eta_T} \quad (4.4)$$

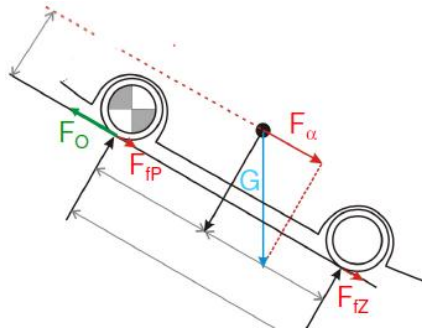
где је:

 η_T – степен искоришћења трансмисије.

Обимна сила на точку $F_{o\max}$ при потпуно оптерећеном возилу за савладавање максималног успона $\alpha_{\max}$ (слика 4.3) одређује се на следећи начи:

$$F_{o\max} = G_{\max} (f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) = m \cdot g (f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) \quad (4.5)$$

где је:

 $G_{\max}$ – тежина возила ($m \cdot g$), f – коефицијент отпора котрљања [2].

Слика 4.3 – Савладавање успона [8]

Из израза (4.5) следи да се израчунавање првог степена преноса неопходног за савладавање успона врши из следећег израза [8]:

$$i_l = \frac{r_d \cdot m \cdot g (f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max})}{M_{emax} \cdot i_o \cdot \eta_T} \quad (4.6)$$

Да би се повећала максимална обимна сила расположива са становишта M_{emax} , а тиме и $\alpha_{\max}$, треба повећати преносни однос. Максимална обимна сила која се може реализовати ограничена је условима пута између погонског точка и подлоге (клизање). Пријањање ограничава обимну силу, а тиме и максимални угао нагиба. Из следећег израза може се наћи максимална обимна сила коју је могуће реализовати из услова пријањања.

$$F_{o\max} = G_\varphi \cdot \varphi_{\max} \quad (4.7)$$

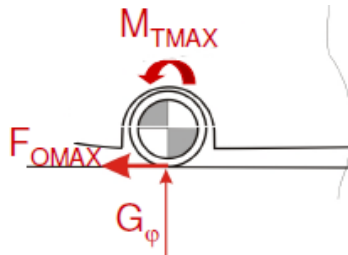
где је:

G_φ – вертикално оптерећење погонске осовине,

φ – коефицијент пријањања.

Максимални момент точка добијамо из следећег израза (слика 4.4):

$$M_T = F_o \cdot r_d (4.8)$$



Слика 4.4 – Максимални обртни момент на точку [8]

Вертикално оптерећење осовина одређује се из следећег израза [8]:

$$G_z = \frac{l_z}{l} \cdot G \cdot \cos\alpha - \frac{h_T}{l} \cdot G \cdot \cos\alpha - \text{за предњу погонску осовину} \quad (4.9)$$

$$G_p = \frac{l_p}{l} \cdot G \cdot \cos\alpha + \frac{h_T}{l} \cdot G \cdot \cos\alpha - \text{за задњу погонску осовину} \quad (4.10)$$

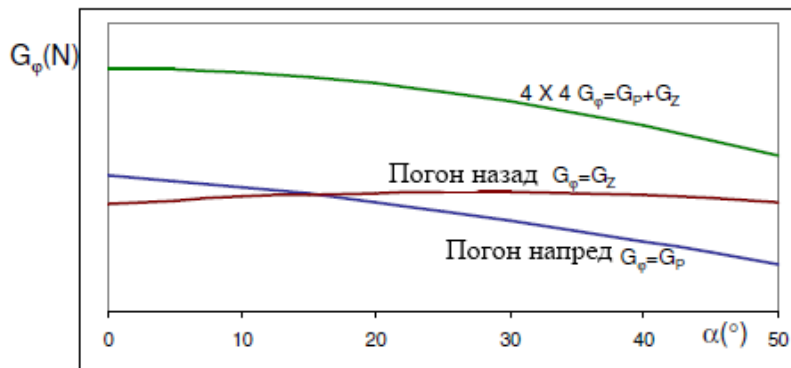
где је:

l – међуосовинско растојање,

l_z – растојање од тежишта до центра задњег точка,

l_p – растојање од тежишта до центра предњег точка.

На слици 4.5. приказан је дијаграм угла нагиба који возило може да савлада у зависности од осовинског оптерећења (погон напред, погон позади и 4x4).



Слика 4.5–Дијаграм угла нагиба који возило може да савлада у зависности од осовинског оптерећења [8]

Из израза (4.3) и (4.7) може се одредити преносни однос који омогућава максималну обимну силу са становишта пријањања [8]:

$$F_o = \frac{M_{emax} \cdot G_\varphi(\alpha) \cdot \varphi_{max}}{r_d} \quad (4.11)$$

Критеријум проклизавања погонског точка може се израчунати из следећег израза [8]:

$$i_l \leq \frac{r_d \cdot G_\varphi \cdot \varphi_{max}}{M_{emax} \cdot i_o \cdot \eta_T} \quad (4.12)$$

Критеријум расположиве обимне силе може се израчунати из следећег израза [8]:

$$i_l \geq \frac{r_d \cdot G_{max} (f \cdot \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max})}{M_{emax} \cdot i_o \cdot \eta_T} \quad (4.13)$$

4.4. Избор преносног односа степена преноса у коме се постиже максимална брзина $v_{max} - I_{vmax}$

Максимална брзина возила постиже се у последњем или претпоследњем степену преноса $i_m = 1$. Из следећег израза може се израчунати максимална брзина возила [8]:

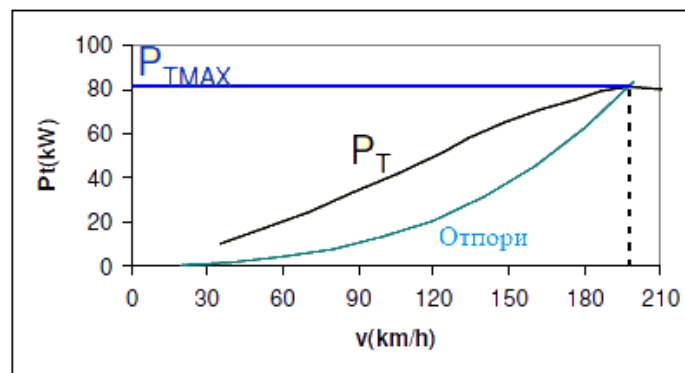
$$v_{max} = \frac{0,377 \cdot r_d \cdot n_v}{i_o \cdot i_m} \quad (4.13)$$

За израчунавање максималне брзине при максималном броју обртаја мотора (са коначно изабраном вредношћу преносног односа главног преносника), користи се следећи израз:

$$i_{vmax} = \frac{0,377 \cdot r_d \cdot n_{Pmax}}{i_o \cdot v_{max}} \quad (4.14)$$

n_{Pmax} – број обртаја мотора при максималној снази.

На слици 4.6 приказан је дијаграм снаге на точку у функцији брзине возила.



Слика 4.6 – Дијаграм снаге на точку у функцији брзине возила [8]

$$i_{vmax} = \frac{0,377 \cdot r_d \cdot n_{Pmax}}{i_o \cdot v_{max}} \quad (4.15)$$

$n_{Vmax} = n_{Pmax}$ – коришћење максималне снаге мотора за остваривање максималне могуће брзине.

$$i_{vmax} > \frac{0,377 \cdot r_d \cdot n_{Pmax}}{i_o \cdot v_{max}} \quad (4.16)$$

$n_{Vmax} > n_{Pmax}$ – максимална могућа брина није реализована, боље перформансе при убрзању и на узбрдици.

$$i_{vmax} < \frac{0,377 \cdot r_d \cdot n_{Pmax}}{i_o \cdot v_{max}} \quad (4.17)$$

$n_{Vmax} < n_{Pmax}$ – максимална могућа брина није реализована, мања потрошња горива, мања бука.

4.5. Избор преносних односа међустепена

Како је важан избор првог степена преноса и степена преноса при коме је брзина возила највећа, тако је важан и избор међустепена. Расподела се врши на основу више критеријума, најчешће се користи:

- избор међустепена према могућности оптималног искоришћења снаге мотора,
- избор међустепена према условима стабилности рада мотора.

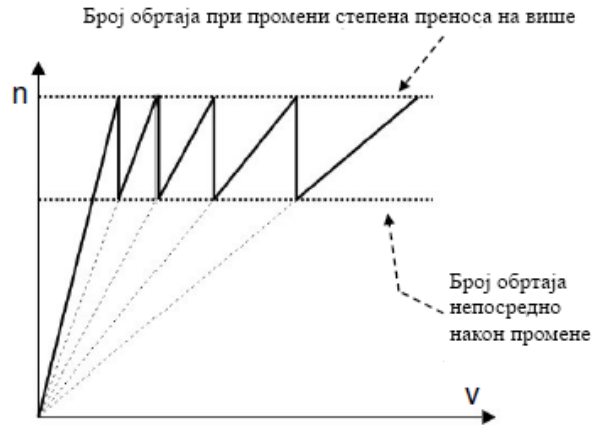
При избору међустепена супротни захтеви које треба досвести на оптималан ниво су убрзање и потрошња горива, јер директно утичу једно на друго. Повећање броја степена преноса утиче на погоршање комфора и оптерећење возача, док усложњавање мењачког преносника повећава масу, габарите и губитке.

Број степени преноса мењача:

- путничка возила: до 6,
- теретна возила и аутобуси: 12÷16 [8].

Општи захтеви који се постављају пред мењачки преносник јесте стварну криву вуче приближити идеалној хиперболи. На слици 4.7 приказана је промена броја обртаја мотора при промени степена преноса. Постоје два основна приступа одређивања међустепена у зависности од возила:

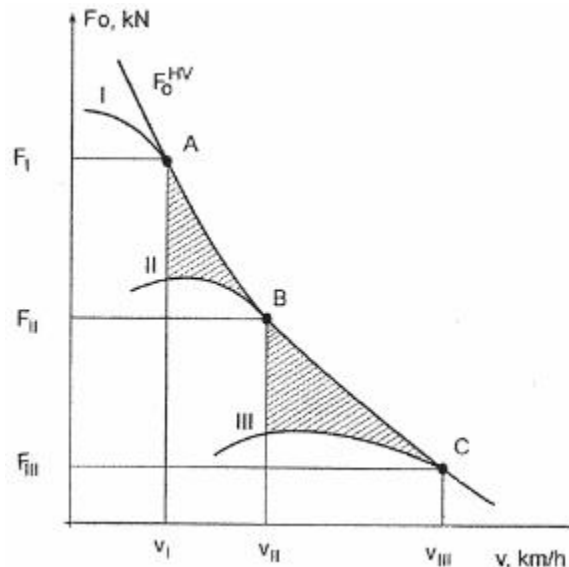
$\Delta n = \text{const.}$ – за теретна возила,
 $\Delta n \approx \text{const.}$ – за путничка возила.



Слика 4.7 – Промена броја обртаја мотора при промени степена преноса [8]

Код теретних возила карактеристична је мала снага по јединици масе изражена потреба за коришћењем максималних ресурса мотора. Код избора мењача за теретна возила тежи се подједнакој расподели неискоришћених подручја испод идеалне хиперболе. Овакав услов се остварује када је: $\Delta n = \text{const}$.

Мењачки преносник има аздатак да прилагоди карактеристике мотора захтевима потребне вучне силе. Механички преносник то не може остварити у свим условима (слика 4.8). На дијаграму се уочава да постоји разлика између идеалне силе вуче и стварних вучних сила, јер се само у тачкама А, В и С користи минимална снага мотора.



Слика 4.8 – Одређивања броја степени преноса [1]

Међустепени преноса (између првог и последњег) треба да остваре максимално приближење идеалној хиперболи вуче (већ приказано на слици 4.1), при пројектовању мењача треба тежити да неискоришћена површина има што мању вредност, јер се тада максимално приближава идеалној хиперболи вуче. Ако се претпостави да су познате

брзине у првом (v_I) и трећем степену преноса (v_{III}). Пошто је у питању тростепени мењач оптимизација се врши одређивањем положаја другог степена преноса. Укупна површина на слици 4.8 [1]:

$$A = (v_{II} - v_I)F_{II} + (v_{III} - v_{II})F_{III} \quad (4.18)$$

Крива идеалне снаге је дата изразом:

$$P_{otd} = \frac{F_{II} \cdot v_{II}}{\eta_T} = \frac{F_{III} \cdot v_{III}}{\eta_T} \quad (4.19)$$

↓

$$F_{II} \cdot v_{II} = F_{III} \cdot v_{III} = const. = c \quad (4.20)$$

На основу израза (4.20) може се израчунати неискоришћена (шрафирана) површина:

$$A = c \cdot \left(2 - \frac{v_I}{v_{II}} - \frac{v_{II}}{v_{III}} \right) \quad (4.21)$$

После дефинисања површине A по v_{II} и изједначавања првог извода са нулом, добија се:

$$v_{II} \sqrt{v_I \cdot v_{III}} \quad (4.22)$$

Следећи услов је:

$$\frac{v_{II}}{v_I} = \frac{v_{III}}{v_{II}} = \sqrt{d} = const. \quad (4.23)$$

↓

$$v_m = v_{II} \cdot q^{m-1} \quad (4.24)$$

Количник геометриске прогресије је:

$$q = \sqrt[m-1]{d} \quad (4.25)$$

Ако је однос величина суседних преносних односа q_k , где је $k = 1, \dots, m - 1$, q_k одређује се из следећег израза:

$$q_k = \frac{i_k}{i_{k-1}} > 1 \quad (4.26)$$

Однос између преносних односа мењача одређује се из услова да се постигне максимални обртни момент мотора између преносних односа i_k и i_{k-1} . Преносни однос мора да задовољи следеће услове:

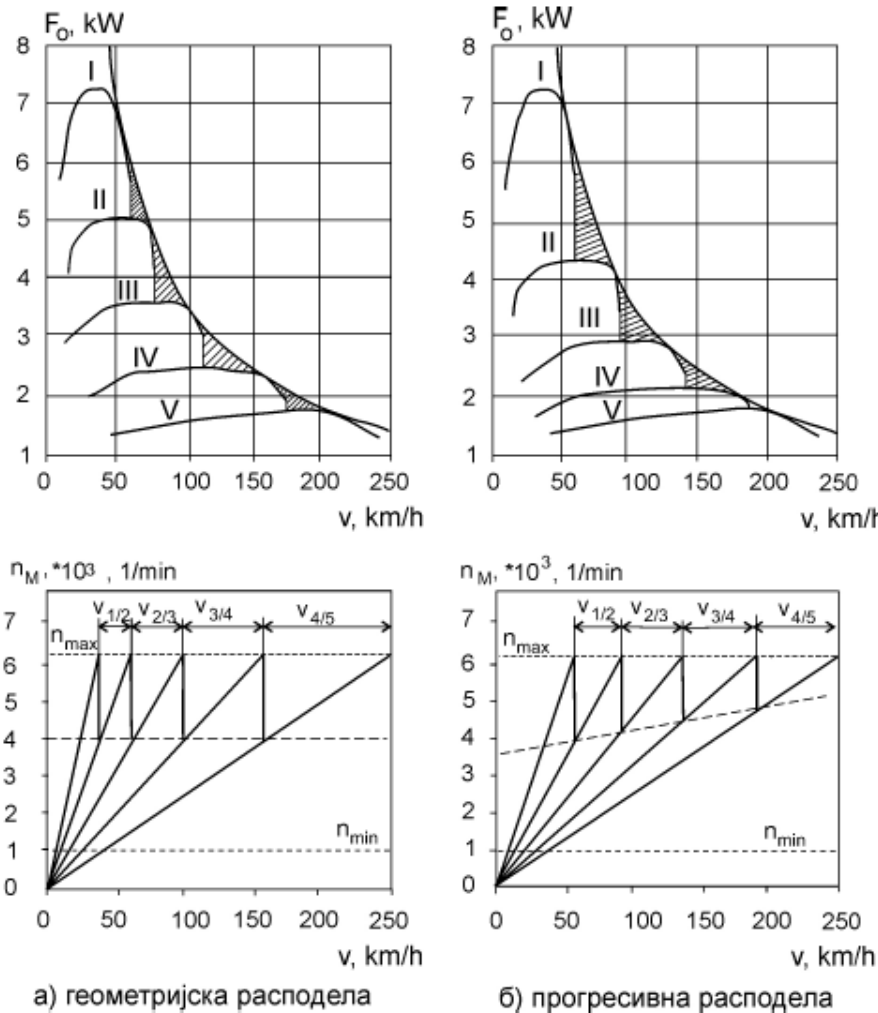
- већи број преносних односа омогућује боље искоришћење карактеристика мотора и приближавање идеалној хиперболи вуче,

- већи број степени преноса утиче на чешће укључивање и искључивање, а сами тим и на хабање делова и век трајања мењача,
- ход мењача зависи од брзине, перформансе возила, профила пута,
- мањи број степена преноса и ниже вредности преносних односа карактеристични су за путничка возила,
- мањи број преносних односа олакшава вожњу, јер је мање пута потребно мењати степен преноса [1].

Вредности преносних односа мењача подлежу законима математичких прогресија:

- аритметичке,
- геометријске и
- прогресивне [1].

Распоред преносних односа међупреноса по геометријској прогресији (примењује се код теретних возила) илуструје слика 4.9а и по прогресивној расподели слика 4.9б.



Слика 4.9 – Карактеристике мењача са: а) геометријском и б) прогресивном расподелом [1]

Мењачки преносници са аритметичком прогресијом преносних односа дају већу разлику вучних сила између првог степена преноса и највишег степена преноса. Ова разлика је мања при већим брзинама кретања.

Код геометријске расподеле преносних односа вредност коефицијента геометријске прогресије је [1]:

$$q_{teor} = \sqrt[z-1]{i_u} = \sqrt[z-1]{\frac{i_1}{i_z}} \quad (4.27)$$

где је:

z – број степени преноса.

Преносни однос било ког степена преноса $k, k = 1, \dots, m$ је:

$$i_k = i_z \cdot q_{teor}^{m-k} \quad (4.28)$$

где је:

$$q_1 = \sqrt[m-1]{\frac{i_u}{\psi^{0,5(m-1)(m-2)}}} \quad (4.29)$$

Практична потреба да постоји цео број преносних односа води одступању од тачне теоријске вредности коефицијената геометријске прогресије преносних односа.

На слици 4.10 приказана је апроксимација хиперболе вуче. Број степени преноса утиче на максималну брзину возила и на однос вучних сила у ниским и високом степенима преноса. Мењачи са геометријском прогресијом дају мању разлику брзина између преносних односа. Степен преноса са највећим преносним односом има већу разлику вучних сила у односу на степен преноса са ниским преносним односом. Ово се показало као врло корисно код механичких мењачких преносника теретних моторних возила (слика 4.10б)

Прогресивни мењачки преносници своју улогу су пронашли код путничких аутомобила (слика 4.10в). Уочљива је равномерна расподела разлике максималних брзина преноса у појединим степенима преноса, али и то да се остварују мање вучне силе у појединим степенима преноса ако се упореде са мењачима са аритметичком и геометријском прогресијом. За мењачки преносник са прогресивном расподелом степена преноса важи следећа зависност:

$$i_{k+1} = \frac{i_k \cdot i_{k-1}}{2 \cdot i_{k-1} - i_k} \quad (4.30)$$

при чему су i_k, i_{k-1} и i_{k+1} преносни односи три узастопна степена преноса [1].

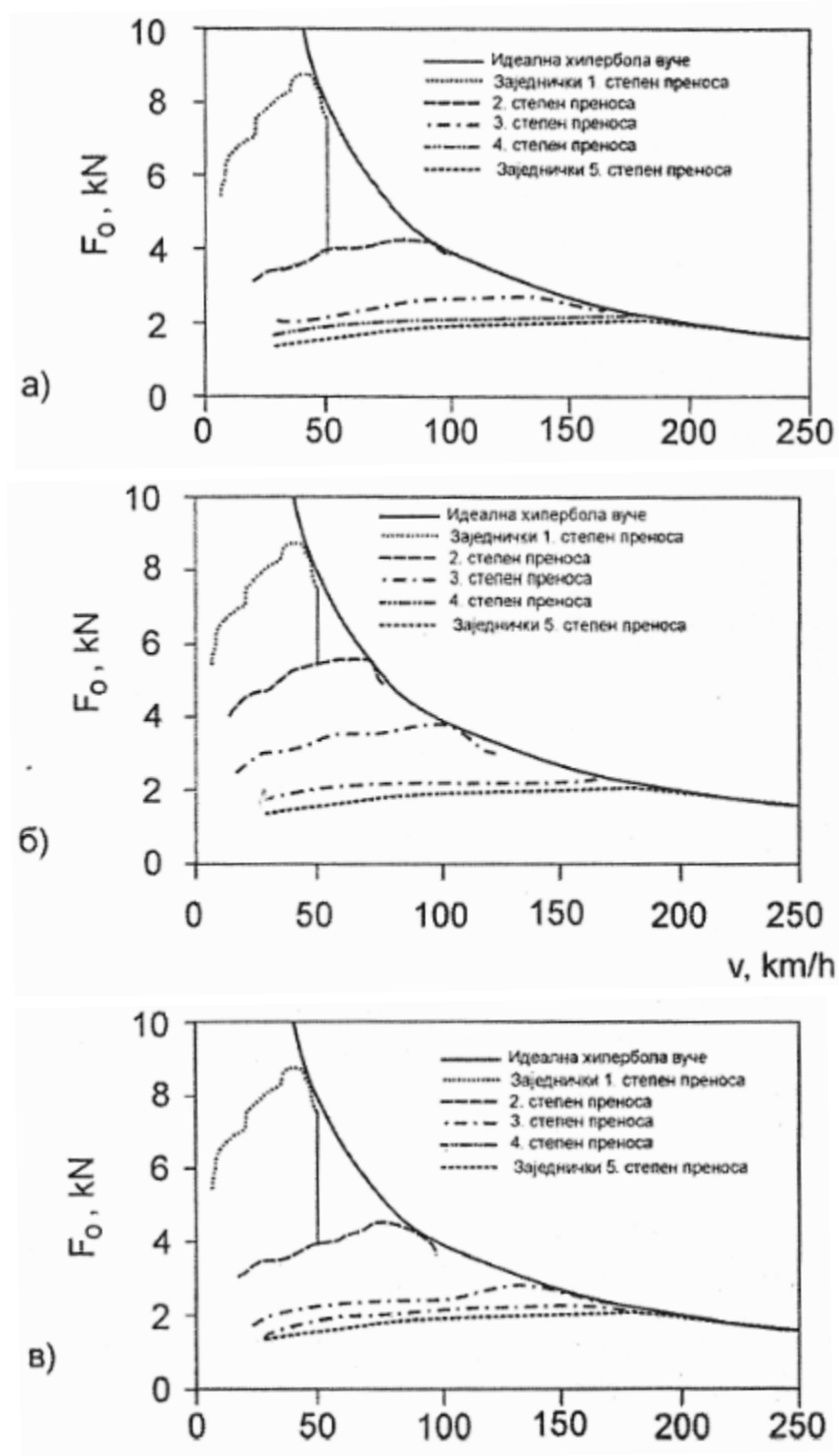
На основу изведене анализе произилази закључак да је снага мотора најбоље искоришћена, када су степени преноса распоређени по геометријској прогресији. Ипак, и ова прогресија има недостатак који се испољава у томе што се при мањој промени отпора кретања у вишим степенима преноса јављају веће промене брзине, а што се негативно одражава на средњу експлоатациону брзину возила.

Због тога се преносни односи степена међупреноса у механичкој трансмисији и одређују се из следећих услова:

- коефицијента искоришћења снаге мотора,
- максималног искоришћења снаге мотора при променљивим отпорима кретања,
- стабилност рада мотора,
- максималних перформанси возила у неком од степена преноса,
- максималног коришћења снаге у области економичног рада мотора [1].

На основу дефинисаних параметара мотора (снага, обртни момент, број обртаја и др.), број и величина преносних односа у мењачу и експлоатационих захтева, **треба изабрати неки од постојећих или извршити пројектовање новог мењачког преносника.**

Код савремених ТМВ све чешће се примењује аутоматска трансмисија, односно аутоматизовани механички преносници. Реномирани произвођач Scania развила је низ својих аутоматских мењача, а између осталих и мењачки преносник „Opticruise”. Овај мењач функционише на следечи начин: Папуча команде спојнице – квачило, користи се само приликом стартовања и заустављања возила. У току вожње возач не мора да користи ручицу мењача, јер систем бира најповољније преносне односе зависно од услова вожње. Систем региструје стил вожње возача и тиме прилагођава промену степена преноса. Систем, такође, поседује и могућност претходног избора параметара за брдску или равничарску вожњу.



Слика 4.10 – Утицај типа расподеле преносних односа мењачког преносника на вучни биланс [1]

4.6. Оцена параметара изабране трансмисије

Када су у питању ТМВ у пракси постоје разни емпиријски подаци за оцену параметара изабране трансмисије. *Коефицијент старности* је један од параметара за оцену механичке трансмисије, који налази примену код оцена параметара вучних спрегова, а дефинисан је изразом [1]:

$$S = 0.1733 \cdot \frac{M_{800} \cdot \eta_T \cdot n_{km}}{m} \quad (4.31)$$

где је:

M_{800} – обртни момент мотора при 800 о/min,

η_T – степен искоришћења трансмисије,

m – укупна маса теретног возила у kg [1].

n_{km} – број обртаја точка на једном километру пута, а који се израчунава на основу израза:

$$n_{km} = 159.15 \cdot \frac{i_m \cdot i_o}{r_d} \quad (4.32)$$

Препоручена вредност коефицијената сигурности зависи од услова експлоатације и мора бити већи:

- 14 за експлоатацију на аутопуту,
- 16 за 90% експлоатације на путу,
- 25 комбиновано: аутопут – средњи услови експлоатације и
- 30 комбиновано: аутопут – лоши путни услови [1].

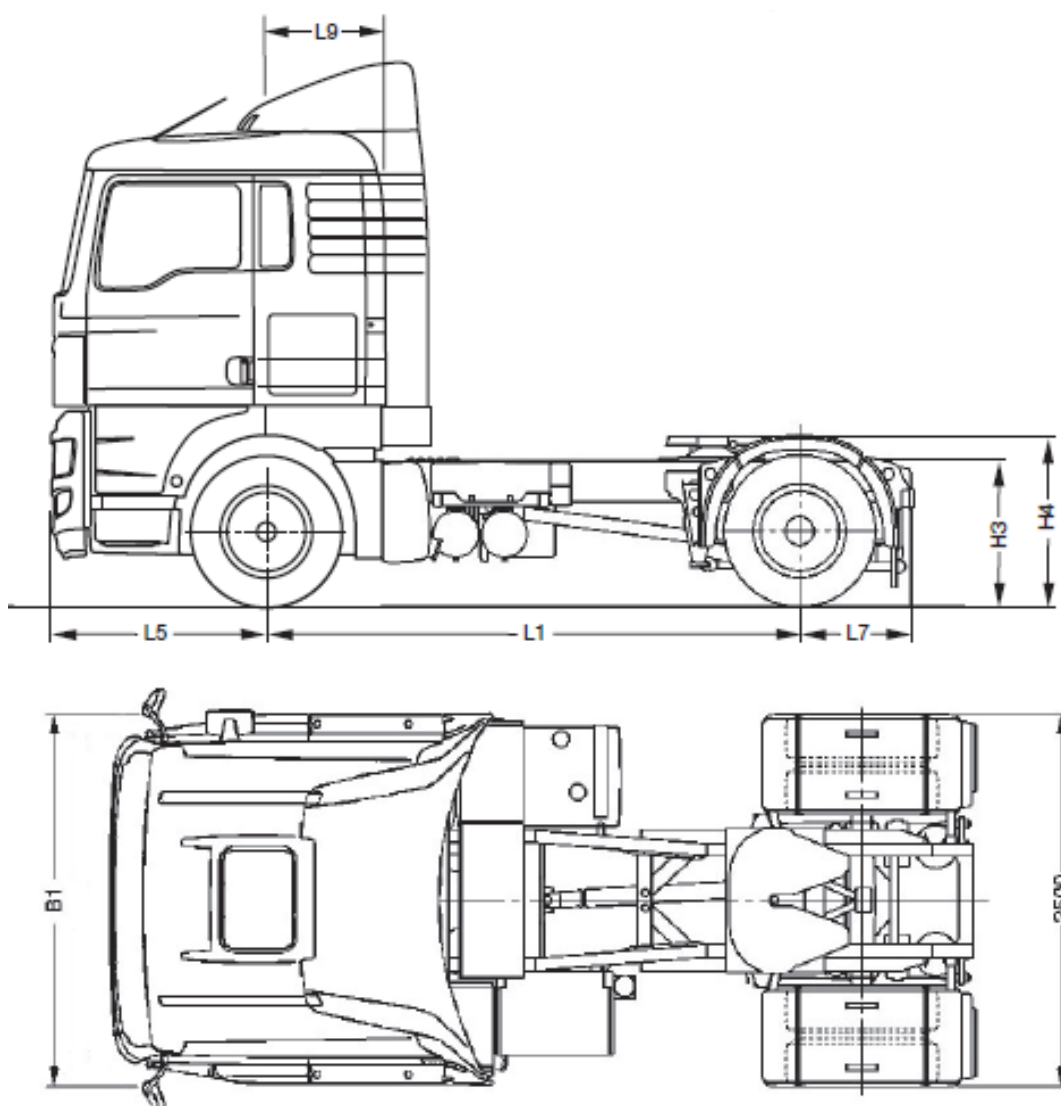
5. Провера мењачког преносника ТМВ из серијске производње

За проверу преносних односа мењача и осталих параметара теретног возила изабрано је ТМВ MAN TGA H06 18.350 4x2 BL карактеристика приказаних у табели 5.1.

За ТМВ треба одредити преносне односе на основу геометријске и прогресивне расподеле. На возилу је примењен 16 – степени мењачки преносник, при прорачуну вучних карактеристика возила треба узети у обзир да возило у I степену преноса може да савлада успон од 30%. На основу израчунатих преносних односа могуће је израчунати максималну брзину возила у појединим степенима преноса у режиму максималне снаге мотора $P_{e\max}$. На основу израчунатих вучних сила F_o , по степенима преноса, биће нацртани дијаграми вучних сила за геометријску и прогресивну расподелу, као на основу података из техничке спецификације за возило MAN TGA H06 18.350 4x2 BL.

Табела 5.1. Подаци за прорачун вучно – брзинских карактеристика теретног возила [10]	
Карактеристике возила	Подаци
Геометријске мере	$l = 3.6 \text{ m}$
	$2s = 2.048 \text{ m}$
	$A = (0.96 \div 1.1) \cdot h \cdot s_p = 6.39 \text{ m}^2$
Маса празног и оптерећеног возила	$m = 18000 \text{ kg}$, $m_{\text{opt}} = 40000 \text{ kg}$
MAN D2066 LF03 (Еуро 3) Карактеристике мотора: максимална снага, максимални обртни момент	$P_{e\max} = 258 \text{ kW}$ ($n_p = 1900 \text{ min}^{-1} = n_{\max}$) $M_{e\max} = 1750 \text{ Nm}$ ($n_m = 1000 \div 1300 \text{ min}^{-1} = n_e$)
Положај мотора и погон	Мотор напред попречно – погон напред
Мењачки преносник	Полуаутоматски 16 – степени
Пнеуматици	315/80 R22.5

Табела 5.2 – Димензије теретног моторног возила MAN TGX H06 18.350 4x2 BL тегљач (4x2) са слике 5.1 (mm) [9]	
L1	3600
L5	1475
L7	800
L9	805
B1	2490
H3	Оптерећен: 926 Неоптерећен: 956
H4	Оптерећен: 1211 Неоптерећен: 1241



Слика 5.1 –Терено моторно возило MAN TGA – тегљач (4x2) [9]

- Потребни подаци:

Механички степен корисности мењача η_m :

усвојена је следећа вредност: $\eta_m = 0.95$

Механички степен корисности карданског преносника η_k :

усвојена је следећа вредност: $\eta_k = 0.98$

Механички степен корисности главног преносника за погонскихточкова η_{op} :

усвојена је следећа вредност: $\eta_{op} = 0.95$

Табела 5.3 – Механички степен корисности трансмисије

Механички степен корисности трансмисије	$\eta_T = \eta_m \eta_k \eta_{op}$ $\eta_T = 0.95 \cdot 0.98 \cdot 0.95$ $\eta_T = 0.884$	$\eta_T = 0.884$
---	---	------------------

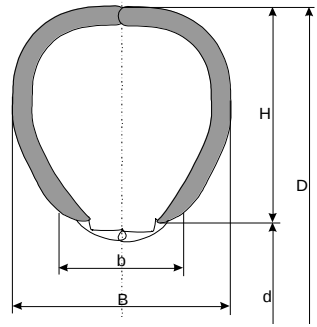
- Коефицијент отпора котрљања: $f = 0.02$,
- Угао нагиба: $\alpha = \arctg \frac{p}{100} \rightarrow \alpha_{maxI} = 16.7^\circ$,
- Растојање центра тачка од тежишта:

$$\frac{a}{l} = 0.501 \Rightarrow a = 0.501 \cdot l; b = l - a = 3.6 \text{ m}$$

$$a = 1.804 \text{ m}, b = 1.796 \text{ m}$$

- Динамички полупречник тачка:

Задатком је задат следећи радијални пнеуматик 315/80 R22.5. Његове основне геометријске мере и односи, као и динамички полупречник су дати у следећој табели:

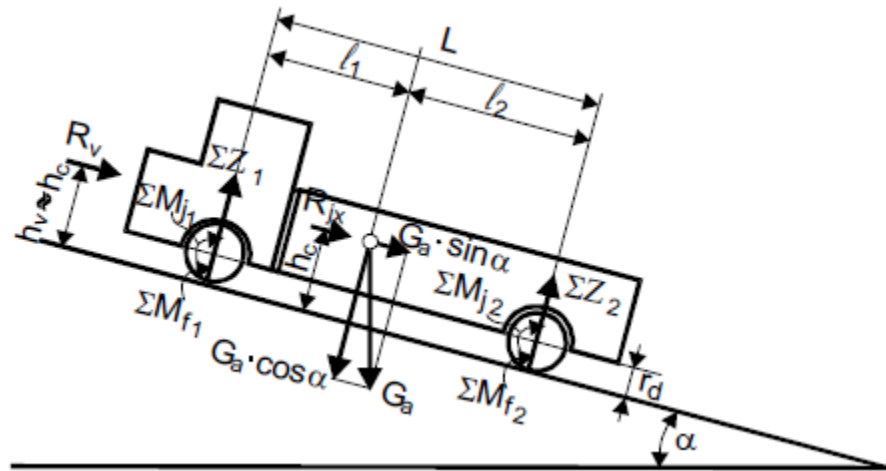
Табела 5.4 –Геометријске мере пнеуматика		
Основна ширина пнеуматика	$B = 315 \text{ mm}$	
Називни однос H/B	$H = 0.8 \cdot 315 = 252 \text{ mm}$	
Називни пречник пнеуматика	$d = 25.4 \cdot 22.5 \text{ mm}$	$d = 571.5 \text{ mm}$
Спољашњи пречник пнеуматика	$D = d + 2H$	$D = 1075.5 \text{ mm}$ $D = 1.075 \text{ m}$
Динамички полупречник пнеуматика	$r_d = (0.93 - 0.97)D/2$	$r_d = 0.510 \text{ m}$

- Преносни однос главног преносника:

$$i_o = \frac{r_d \cdot 2\pi \cdot n_p}{v_{max}} = \frac{0.51 \cdot 2\pi \cdot 1900}{25} = 4.05$$

—из техничке спецификације возила усваја се преносни однос $i_o = 3.70$

Теретна возила морају имати ограничивач који ограничава брзину на 90 km/h, максимална брзина ТМВ је законски ограничена на: $v_{max} = 90 \text{ km/h} = 25 \text{ m/s}$



Слика 5.2 – Анализа сила на теретном возилу [4]

○ Одређивање преносних односа:

$$\sum x_i = 0$$

$$F_o - R_f - R_\alpha + R_v + R_j \rightarrow R_v + R_j = 0$$

$$\alpha_{max} \rightarrow v \approx 0, \quad j = 0$$

$$F_{o\max I} = R_f + R_{\alpha\max}$$

$$M_{e\max} \cdot \frac{i_l \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_d} = m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

I степен преноса:

$$i_l = \frac{m \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot i_o \cdot \eta_T} = \frac{40000 \cdot 9.81 \cdot (0.02 \cdot \cos 16.7 + \sin 16.7) \cdot 0.510}{1750 \cdot 2.85 \cdot 0.884}$$

$$i_l = 10.716$$

Преносни однос у првом степену преноса, за случај погона на задњим точковима са аспекта силе пријањања рачуна се као:

$$i_1 \leq \frac{Z_2 \cdot r_d}{M_{\max} \cdot i_o \cdot \eta}$$

Максимална вучна сила је одређена условима пријањања:

$$F_o = \varphi \cdot Z_1$$

Из услова равнотеже:

$$\sum M_b = 0; \quad Z_1 \cdot l - G \cos \alpha \cdot l + G \sin \alpha \cdot h_t = 0$$

добија се динамичка реакција на предњим точковима:

$$Z_2 = \frac{G \cos \alpha \cdot a - G \sin \alpha \cdot h_t}{l}$$

када је брзина кретања возила веома мала ($R_v = 0$; $R_j = 0$).

Висина тежишта за оптерећено возило:

$$h_T(0.80 - 1.0) \rightarrow h_T = 0.9$$

За асфалт :

$$\varphi = 0.75$$

$$Z_2 = \frac{40000 \cdot 9.81 \cos 16.7 \cdot 1.804 - 1.65 \cdot 9.81 \sin 16.7 \cdot 0.9}{3.6}$$

$$Z_1 = 196116.517 \text{ N}$$

$$F_o = \varphi \cdot Z_1 = 0.75 \cdot 196116.51694329095 \rightarrow F_o = 147087.388 \text{ N}$$

$$i_1 = \frac{Z_1 \cdot r_d}{M_{max} \cdot i_o \cdot \eta} = \frac{147087.388 \cdot 0.51}{1750 \cdot 3.70 \cdot 0.884}$$

$$i_1 = 13.105$$

Преносни однос у првом степену преноса мора истовремено да задовољи оба захтева, односно ова вредност се проверава са становишта успона и пријањања:

$$\frac{G \cdot r_d (f \cos \alpha + \sin \alpha)}{M_{max} \cdot i_o \cdot \eta} \leq i_1 \leq \frac{Z_1 \cdot r_d}{M_{max} \cdot i_o \cdot \eta}$$

$$13.105 \leq i_1 \leq 10.716 \rightarrow i_1 = 11.910$$

Одређивање међустепена преноса геометријском прогресијом:

$$q = \sqrt[16-1]{i_1} = \sqrt[15]{11.910} = 1.179$$

$$i_{XV} = 1$$

$$i_{XIV} = \frac{1}{\sqrt[14]{11.910}} = 0.838$$

$$i_{II} = i_I \cdot q^{2-3} = 13.913 \cdot 1.918^{2-3} = 10.097$$

$$i_{III} = i_{II} \cdot q^{3-4} = 11.673 \cdot 1.918^{3-4} = 8.559$$

$$i_{IV} = i_{III} \cdot q^{4-5} = 9.794 \cdot 1.919^{4-5} = 7.256$$

$$i_V = i_{IV} \cdot q^{5-6} = 8.217 \cdot 1.918^{5-6} = 6.152$$

$$i_{VI} = i_V \cdot q^{6-7} = 6.894 \cdot 1.918^{6-7} = 5.215$$

$$i_{VII} = i_{VI} \cdot q^{7-8} = 5.785 \cdot 1.918^{7-8} = 4.421$$

$$i_{VIII} = i_{VII} \cdot q^{8-9} = 4.853 \cdot 1.918^{8-9} = 3.748$$

$$i_{IX} = i_{IX} \cdot q^{9-10} = 4.072 \cdot 1.918^{9-10} = 3.177$$

$$i_X = i_X \cdot q^{10-11} = 3.416 \cdot 1.918^{10-11} = 2.694$$

$$i_{XI} = i_{XI} \cdot q^{11-12} = 2.866 \cdot 1.918^{11-12} = 2.284$$

$$i_{XII} = i_{XII} \cdot q^{12-13} = 1.872 \cdot 1.918^{12-13} = 1.936$$

$$i_{XIII} = i_{XIII} \cdot q^{13-14} = 2.018 \cdot 1.918^{13-14} = 1.641$$

$$i_{XIV} = i_{XIV} \cdot q^{14-15} = 1.693 \cdot 1.918^{14-15} = 1.391$$

Одређивање међустепена преноса прогресивном расподелом:

$$q_1 = \sqrt[z-1]{\frac{i_u}{q_2^{0.5(z-1)(z-2)}}}$$

$$q_1 = 1.1 \text{ до } 1.7 - \text{усвојено } 1.3$$

$$q_2 = 1.0 \text{ до } 1.1 - \text{усвојено } 1.1$$

$$i_n = i_z \cdot q_1^{(z-n)} \cdot q_2^{0.5(z-1)(z-n-1)}$$

$$i_I = 11.910$$

$$i_{XV} = 1$$

$$i_{XIV} = \frac{1}{\sqrt[14]{11.910}} = 0.838$$

$$i_{II} = i_I \cdot q_1^{(2-3)} \cdot q_2^{0.5(2-3)(2-3-1)} = 13.913 \cdot (1.3)^{2-3} \cdot (1.1)^{0.5(2-3)(2-3-1)} = 10.078$$

$$i_{III} = i_{II} \cdot q_1^{(3-4)} \cdot q_2^{0.5(3-4)(3-4-1)} = 11.772 \cdot (1.3)^{3-4} \cdot (1.1)^{0.5(3-4)(3-4-1)} = 8.527$$

$$i_{IV} = i_{III} \cdot q_1^{(4-5)} \cdot q_2^{0.5(4-5)(4-5-1)} = 9.237 \cdot (1.3)^{4-5} \cdot (1.1)^{0.5(4-5)(4-5-1)} = 7.215$$

$$i_V = i_{IV} \cdot q_1^{(5-6)} \cdot q_2^{0.5(5-6)(5-6-1)} = 8.428 \cdot (1.3)^{5-6} \cdot (1.1)^{0.5(5-6)(5-6-1)} = 6.105$$

$$i_{VI} = i_V \cdot q_1^{(6-7)} \cdot q_2^{0.5(6-7)(6-7-1)} = 7.132 \cdot (1.3)^{6-7} \cdot (1.1)^{0.5(6-7)(6-7-1)} = 5.166$$

$$i_{VII} = i_{VI} \cdot q_1^{(7-8)} \cdot q_2^{0.5(7-8)(7-8-1)} = 6.034 \cdot (1.3)^{7-8} \cdot (1.1)^{0.5(7-8)(7-8-1)} = 4.371$$

$$i_{VIII} = i_{VII} \cdot q_1^{(8-9)} \cdot q_2^{0.5(8-9)(8-9-1)} = 5.106 \cdot (1.3)^{8-9} \cdot (1.1)^{0.5(8-9)(8-9-1)} = 3.699$$

$$i_{IX} = i_{VIII} \cdot q_1^{(9-10)} \cdot q_2^{0.5(9-10)(9-10-1)} = 4.320 \cdot (1.3)^{9-10} \cdot (1.1)^{0.5(9-10)(9-10-1)} = 3.129$$

$$i_X = i_{IX} \cdot q_1^{(9-10)} \cdot q_2^{0.5(10-11)(10-11-1)} = 3.656 \cdot (1.3)^{10-11} \cdot (1.1)^{0.5(10-11)(10-11-1)} = 2.648$$

$$i_{XI} = i_X \cdot q_1^{(11-12)} \cdot q_2^{0.5(11-12)(11-12-1)} = 3.093 \cdot (1.3)^{11-12} \cdot (1.1)^{0.5(11-12)(11-12-1)} = 2.241$$

$$i_{XII} = i_{XI} \cdot q_1^{(12-13)} \cdot q_2^{0.5(12-13)(12-13-1)} = 2.617 \cdot (1.3)^{12-13} \cdot (1.1)^{0.5(12-13)(12-13-1)} = 1.896$$

$$i_{XIII} = i_{XII} \cdot q_1^{(13-14)} \cdot q_2^{0.5(13-14)(13-14-1)} = 2.214 \cdot (1.3)^{13-14} \cdot (1.1)^{0.5(13-14)(13-14-1)} = 1.604$$

$$i_{XIV} = i_{XIII} \cdot q_1^{(14-15)} \cdot q_2^{0.5(14-15)(14-15-1)} = 1.874 \cdot (1.3)^{14-15} \cdot (1.1)^{0.5(14-15)(14-15-1)} = 1.357$$

Табела 5.4 – Поређење преносних односа

Преносни однос	Геометријска прогресија	Прогресивна расподела	Преносни односи из спецификације возила
i_I	11.910	11.910	13.80
i_{II}	10.097	10.078	11.54
i_{III}	8.559	8.527	9.49
i_{IV}	7.256	7.215	7.93
i_V	6.152	6.105	6.53
i_{VI}	5.215	5.166	5.46
i_{VII}	4.421	4.371	4.57
i_{VIII}	3.748	3.699	3.82
i_{IX}	3.177	3.129	3.02
i_X	2.694	2.648	2.53
i_{XI}	2.284	2.241	2.08
i_{XII}	1.963	1.896	1.74
i_{XIII}	1.641	1.604	1.43
i_{XIV}	1.391	1.357	1.20
i_{XV}	1	1	1
i_{XVI}	0.838	0.838	0.84

○ **Одређивање максималне брзине по степенима преноса:**

$$v = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_m}$$

- за прорачун брзина по степенима преноса узимају се преносни односи добијени геометријском прогресијом.

$$v_I = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{II}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 11.910} = 2.303 \frac{m}{s} \rightarrow v_I = 8.289 \text{ km/h}$$

$$v_{II} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{III}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 10.097} = 2.716 \frac{m}{s} \rightarrow v_{II} = 9.778 \text{ km/h}$$

$$v_{III} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{III}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 8.559} = 3.204 \frac{m}{s} \rightarrow v_{III} = 11.535 \text{ km/h}$$

$$v_{IV} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{IV}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 7.256} = 3.779 \frac{m}{s} \rightarrow v_{IV} = 13.606 km/h$$

$$v_V = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_V} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 6.151} = 4.477 \frac{m}{s} \rightarrow v_V = 16.119 km/h$$

$$v_{VI} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{VI}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 5.215} = 5.259 \frac{m}{s} \rightarrow v_{VI} = 18.932 km/h$$

$$v_{VII} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{VII}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 4.421} = 6.203 \frac{m}{s} \rightarrow v_{VII} = 22.332 km/h$$

$$v_{VIII} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{VIII}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 3.748} = 7.317 \frac{m}{s} \rightarrow v_{VIII} = 26.342 km/h$$

$$v_{IX} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{IX}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 3.177} = 8.632 \frac{m}{s} \rightarrow v_{IX} = 31.076 km/h$$

$$v_X = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_X} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 2.694} = 10.180 \frac{m}{s} \rightarrow v_X = 36.648 km/h$$

$$v_{XI} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{XI}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 2.284} = 12.007 \frac{m}{s} \rightarrow v_{XI} = 43.227 km/h$$

$$v_{XII} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{XII}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 1.936} = 14.166 \frac{m}{s} \rightarrow v_{XII} = 50.997 km/h$$

$$v_{XIII} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{XIII}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 1.641} = 16.7125 \frac{m}{s} \rightarrow v_{XIII} = 60.165 km/h$$

$$v_{XIV} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{XIV}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 1.391} = 19.716 \frac{m}{s} \rightarrow v_{XIV} = 70.978 km/h$$

$$v_{XV} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{XV}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 1} = 27.425 \frac{m}{s} \rightarrow v_{XV} = 98.731 km/h$$

$$v_{XVI} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{emax}}{i_o \cdot i_{XVI}} = \frac{2\pi \cdot 0.51 \cdot 1900}{3.70 \cdot 0.838} = 32.727 \frac{m}{s} \rightarrow v_{XVI} = 117.817 km/h$$

- Преносни односи добијени прогресивном расподелом су идентични преносним односима добијеним геометријском прогресијом, тако да ће брзине по преносним односима бити једнаке.

○ **Одређивање максималне вучне силе F_o :**

Одређивање максималне вучне силе F_o врши се при маскималном обртном моменту M_{emax} у првом степену преноса i_I .

$$F_o = m \cdot g + K \cdot v_{M_{emax}}^2 + m \cdot j_{max}$$

Вучна сила у првом степену преноса код геометријске расподеле:

$$F_{otaxIg} = \frac{M_{etax} \cdot i_l \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_d} = \frac{1750 \cdot 11.910 \cdot 3.70 \cdot 0.884}{0.51} = 133669.9 \text{ N}$$

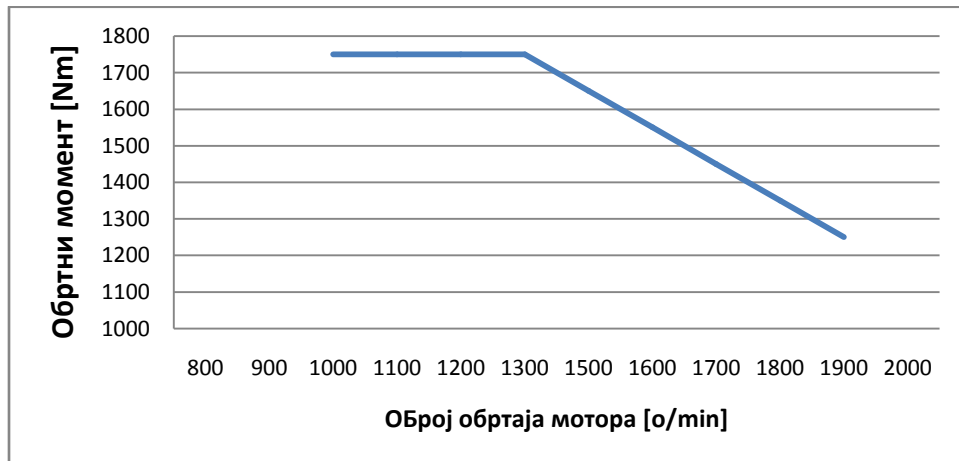
Вучна сила у првом степену преноса код прогресивне расподеле:

$$F_{otaxIp} = \frac{M_{etax} \cdot i_l \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_d} = \frac{1750 \cdot 11.910 \cdot 3.70 \cdot 0.884}{0.51} = 133669.9 \text{ N}$$

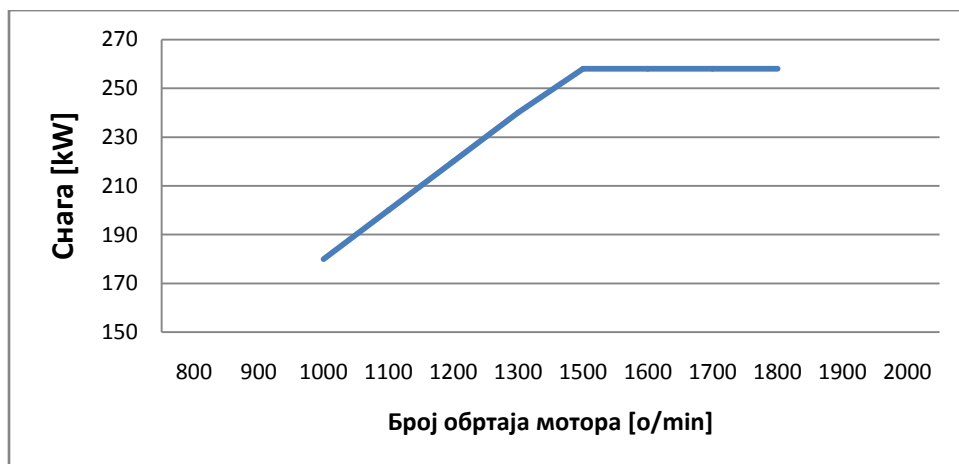
Вучна сила у првом степену преноса из техничке спецификације возила:

$$F_{otaxIs} = \frac{M_{etax} \cdot i_{XVI} \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_d} = \frac{1750 \cdot 13.8 \cdot 3.70 \cdot 0.884}{0.51} = 154882 \text{ N}$$

На сликама, 5.3 и 5.4, приказан језависност снаге и обртног момента од броја обртаја код дизел мотора MAN D2066 LF03.

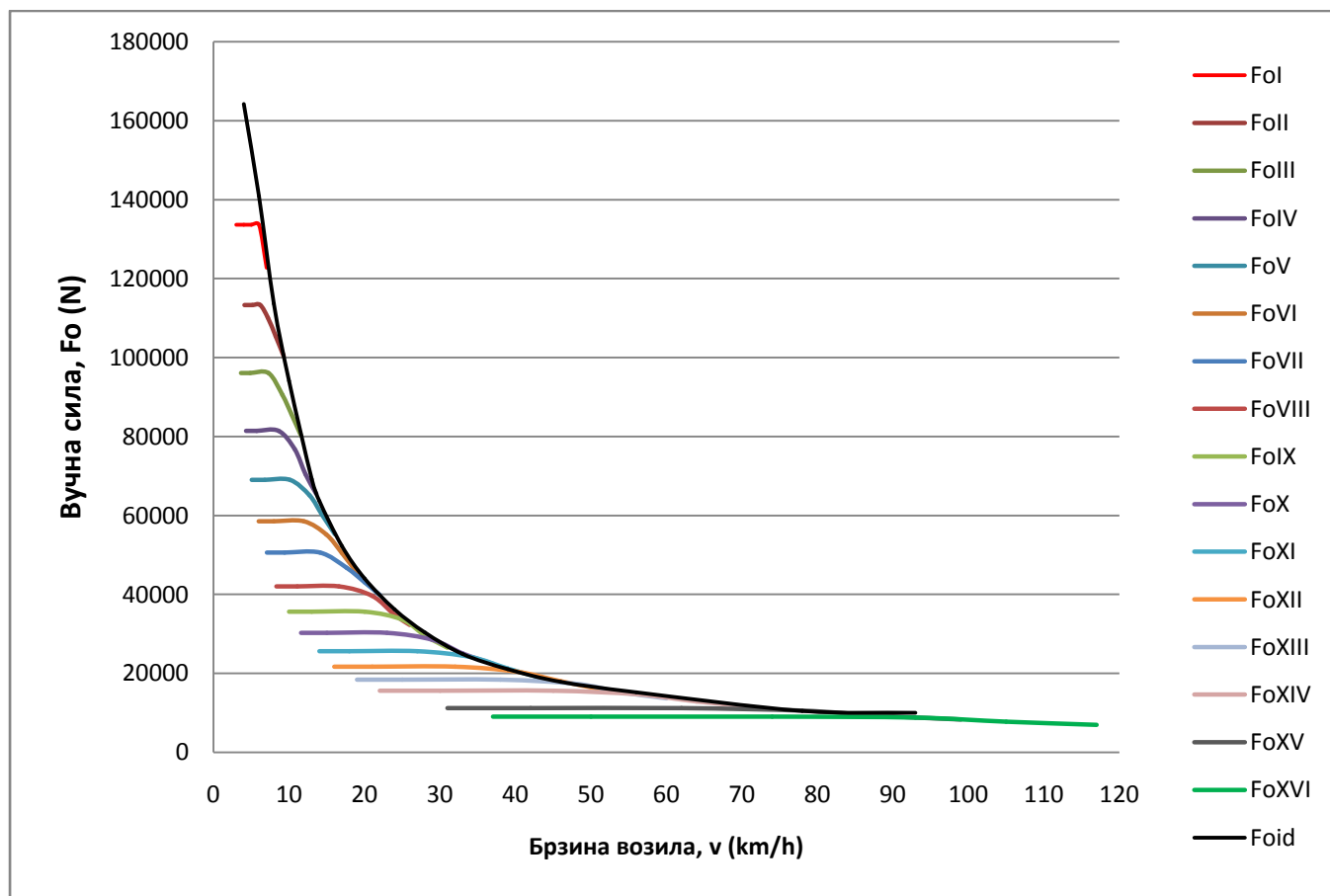


Слика 5.3 – Зависност обртног момента од броја обртаја мотора



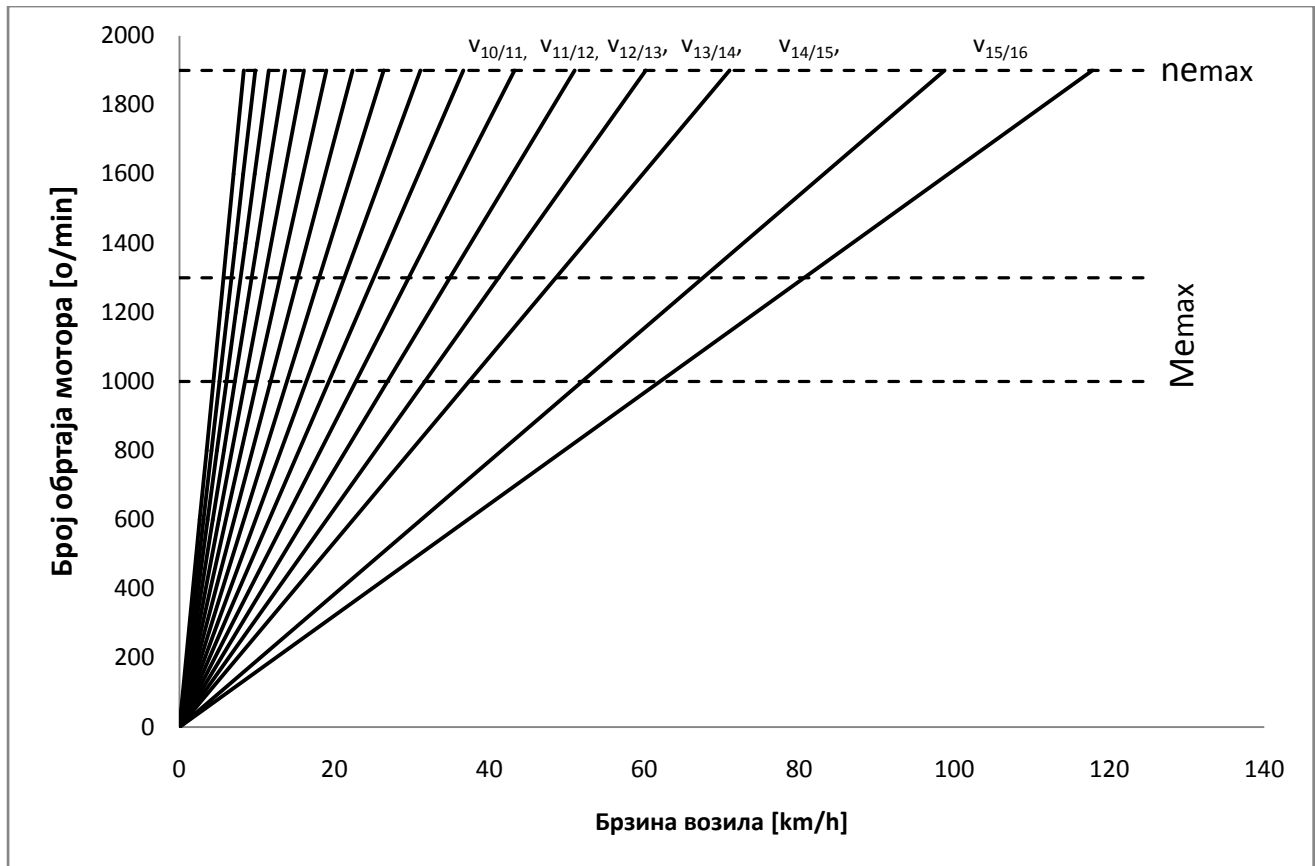
Слика 5.4 – Зависност снаге од броја обртаја мотора

На сликама 5.5, 5.7 и 5.9 приказани су вучни дијаграми за возило MAN TGA H06 18.350 4x2 BL и то за геометријску и прогресивну расподелу, као и за степене преноса дате у техничкој спецификацији возила. Док су на сликама 5.6 и 5.8 приказани дијаграми зависности броја обртаја мотора од брзине возила за геометријску и прогресивну расподелу.



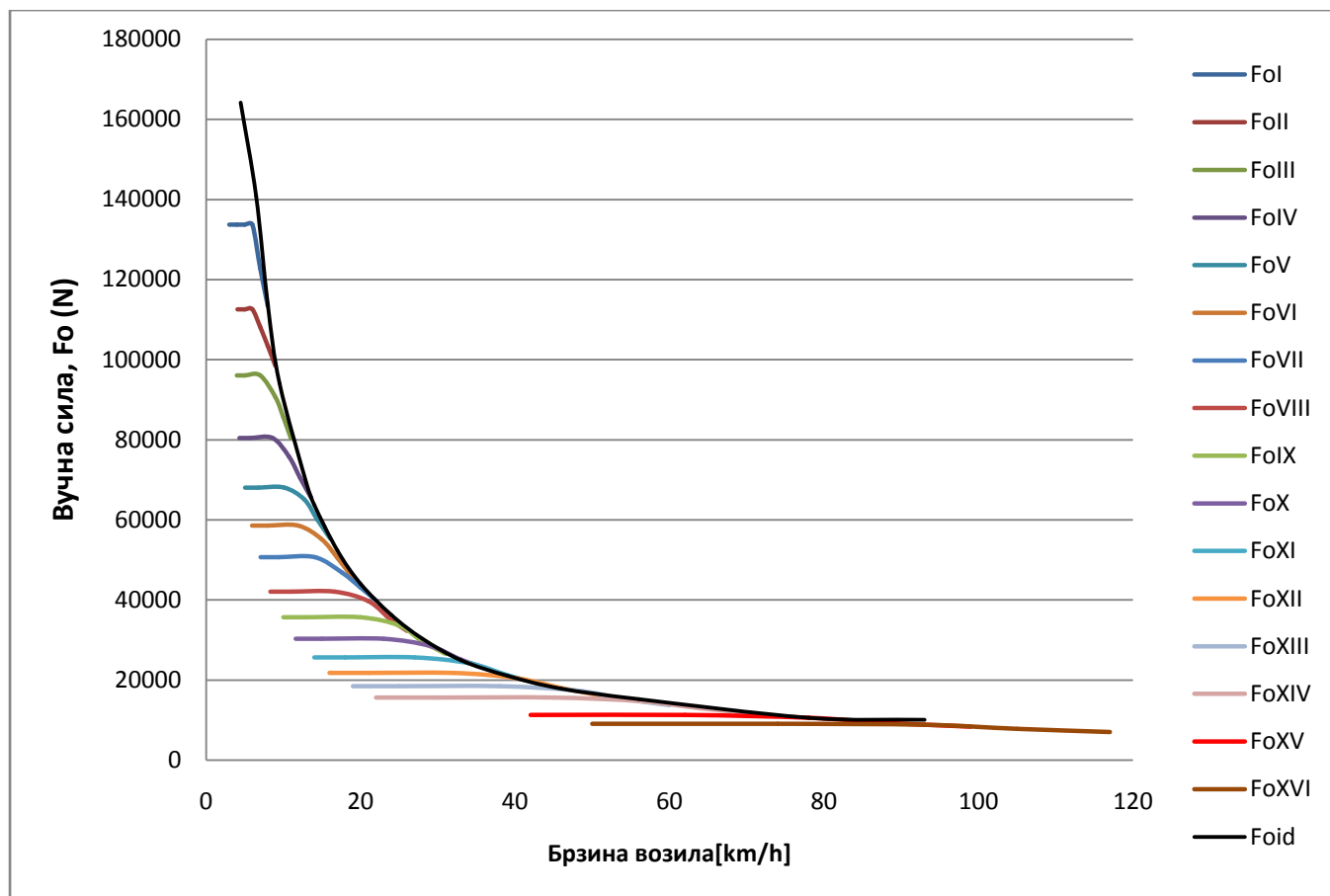
Слика 5.5 – Дијаграм вучне силе за 16 – степени мењачки преносник са геометријском расподелом преносних односа

На слици 5.5 са дијаграма се уочава мала разлика између идеалне хиперболе и стварних вучних сила F_0 . Односно да су неискоришћена поља мала, може се рећи да је нешто израженија у првом степену преноса. Постоји велика разлика вучних сила између нижих у односу на више степене. Изражена је и између првог и другог степена преноса, иако су вредности доста високе, док од другог до осмог она сразмерно опада. Од деветог до шеснаестог степена преноса вредност вучне силе је доста ниска.



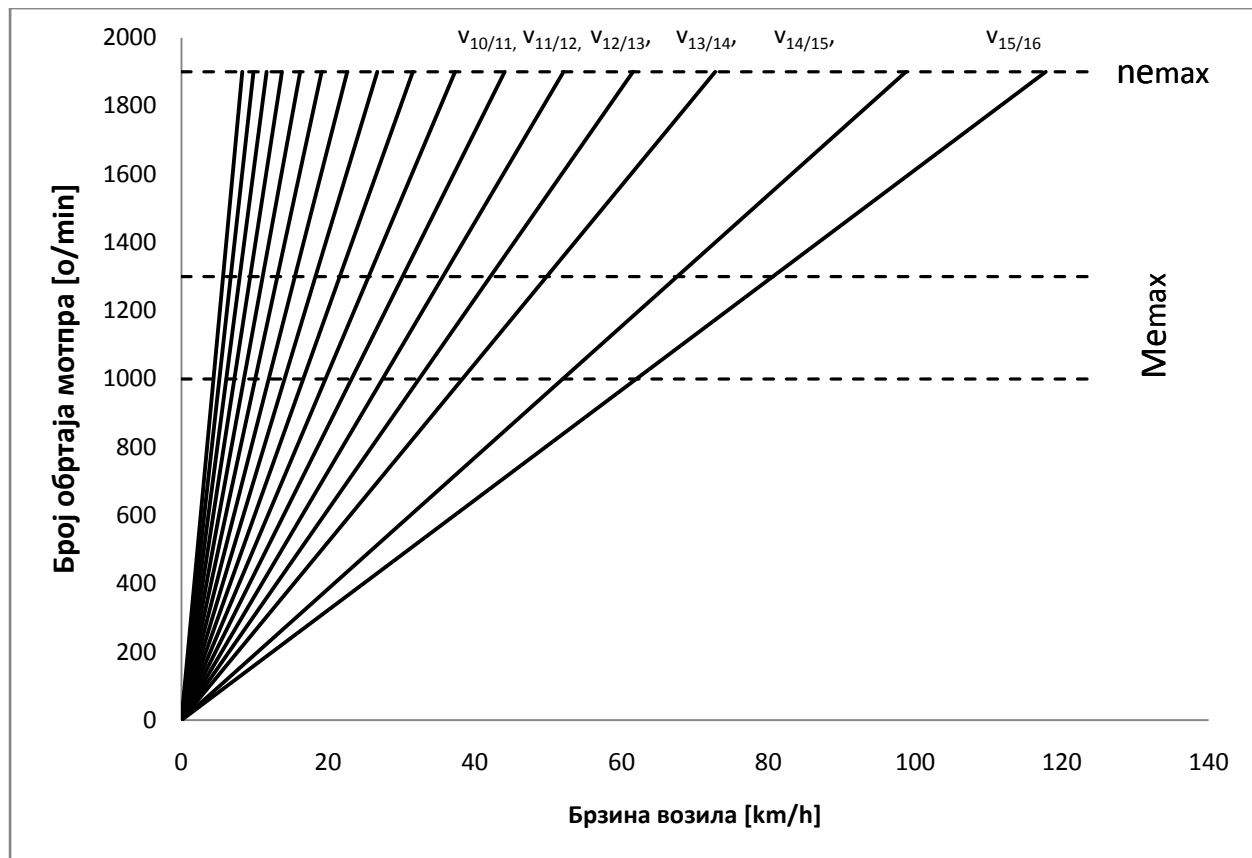
Слика 5.6 – Зависност брзине возила од броја обртаја мотора за геометријску расподелу степена преноса

Мењачки преносници са преносним односима по геометријској расподели своју примену имају код теретних возила, нарочито код великог броја преносних односа. На основу дијаграма 5.6 може се рећи да је снага мотора код ТМВ најбоље искоришћена код мењачког преносника код кога су преносни односи распоређени по геометријској расподели. Број степени преноса утиче на брзину возила, односно на његове вучно-брзинске карактеристике. У нижим преносним односима мања је брзина возила, али су брже постиже максимални обртни момент мотора, а самим тим је и вучна сила на точку већа. Када возило убрзава у било ком степену преноса, време и пут убрзања возила су мањи уколико је већа снага мотора. Да би била искоришћена што већа снага мотора (средња снага мотора) неопходно је да буде коришћена према спољно брзинској карактеристици мотора у одређеном интервалу броја обртаја мотора, као што је уочљиво са дијаграма у интервалу од 1000÷1300 o/min. Тако је средња ангажована снага мотора приближно иста за све степене преноса. Теоретски је могуће за било који обртни момент мотора и преносни однос одредити карактеристике возила.



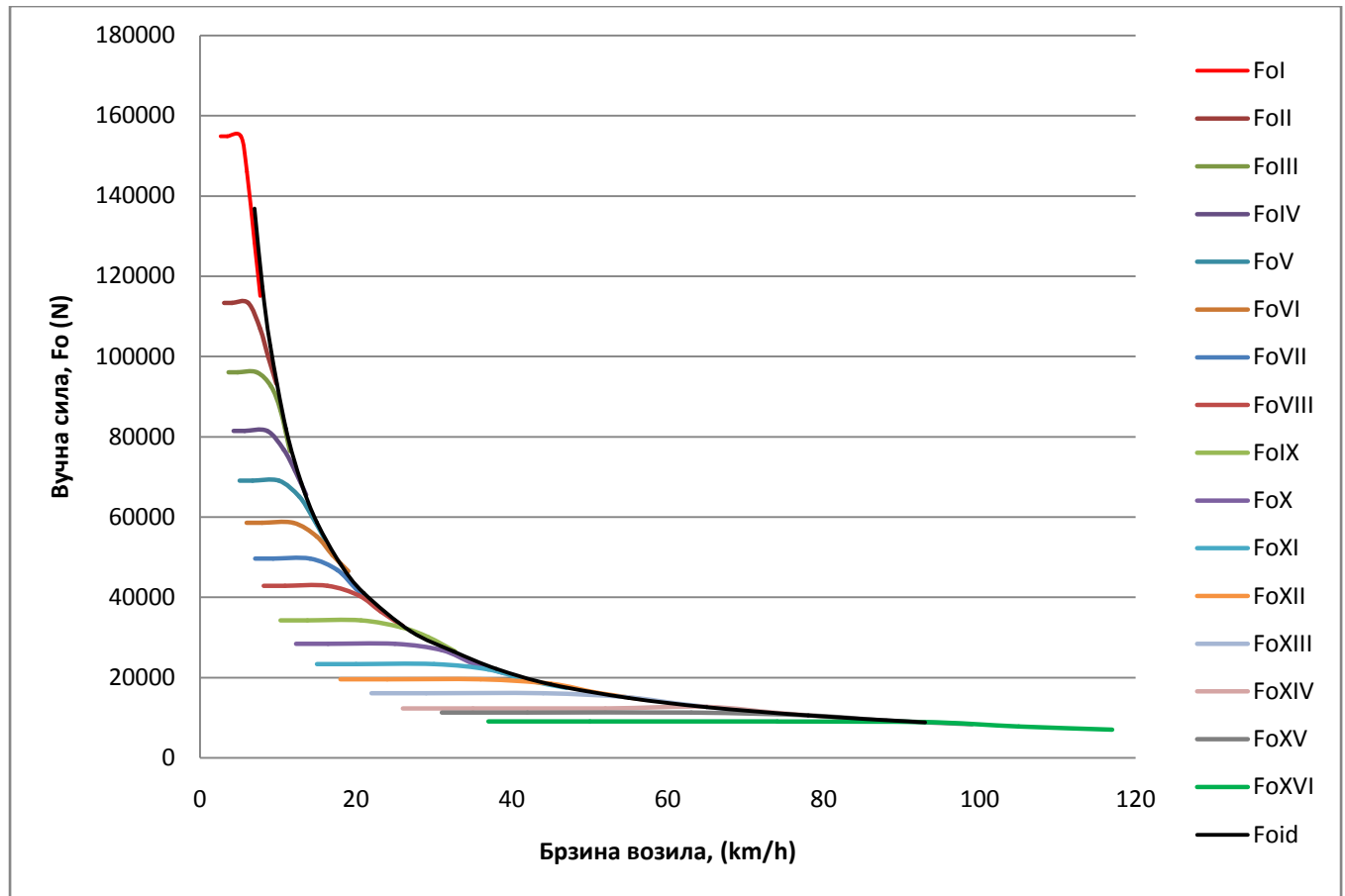
Слика 5.7 – Дијаграм вучне силе за 16 – степени мењачки преносник са прогресивном расподелом преносних односа

На слици 5.7 са дијаграма се не уочава већа разлика у односу на геометријску расподелу преносних односа, јер су преносни односи за обе расподеле приближних вредности. У нижим степенима преноса евидентнија је боља искоришћеност снаге мотора и већа вучна сила, док већ од шестог степена преноса она је преполовљена. Тако да се применом мењачких преносника са мање степени преноса може очекивати веће искоришћење снаге мотора, а применом мењача са више степени преноса већа брзина возила. Вучне карактеристике су нешто боље код возила са мењачем који има прогресивну расподелу него код мењача који имају геометријску расподелу. Брзинске карактеристике су боље код мењача са геометријском расподелом преносних односа мењача. Али се може рећи да ни једна расподела нема неку већу предност у односу на другу.



Слика 5.8 – Зависност броја обртаја мотора од брзине возила за прогресивну расподелу

Мењачки преносници са прогресивном расподелом степена преноса, углавном се примењују на путничким возилима. За ову расподелу карактеристична је равномерна расподела разлике максималних брзина преноса у појединим степенима преноса. Код ове расподеле остварују се мање вучне силе у појединим степенима преноса ако се упореде са мењачима са геометријском расподелом. Ипак, код овог теретног возила није уочљива већа разлика на дијаграму, јер су преносни односи готово идентични као код геометријске расподеле. Укупан број степени преноса, као и поједине вредности преносних односа имају велики утицај на експлоатационо – техничке карактеристике моторних возила. Нарочито велики утицај има на динамичке параметре и економичност потрошње горива, па је при пројектовању моторног возила неопходна темељна анализа, када је у питању расподела међустепена преноса.



Слика 5.9 – Дијаграм вучне силе за 16 – степени мењачки преносник са преносним односима из техничке спецификације возила

Теретна возила у односу на путничка имају већи број степени преноса, скоро три пута више преносних односа (нарочито код 12 – степених и 16 – степених мењача), као и веће вредности преносних односа, а нарочито веће вучне силе. Ипак, већи број степени преноса отежава вожњу, јер је потребно више маневрисати мењачем, тај недостатак се уклања аутоматизацијом мењача. Већим бројем степени преноса добија се боље искоришћење снаге мотора у свим радним пољима, као и приближавање вучних сила појединачних степена преноса идеалној хиперболи вуче. Већи број степени преноса значи чешће укључивање и искључивање спојнице, што проузрокује веће хабање и мањи век трајања делова трансмисије теретног возила.

6. Закључак

При пројектовању сваког моторног возила, као и теретног, треба извршити правилан избор мењачког преносника, како би добили жељене карактеристике возила. Из тог разлога приступа се провери у виду аналитичког прорачуна да би се дошло до вредности које одговарају стварним вредностима у експлоатационим условима. Да би се приступило провери неопходно је познавање основа моторних возила, али и поступак провере да би се добиле жељене вредности.

Према анализи расподеле преносних односа мењача, у раду, за теретно моторно возило, може се закључити да је геометријска расподела погоднија за боље искоришћење снаге мотора. Геометријска расподела има недостатак да при мањој промени отпора кретања у вишим степенима преноса се јављају веће промене брзине. Овај недостатак код геометријске расподеле се одражава средњом експлоатационом брзином возила.

Код прогресивне расподеле равномернија је расподела максималних брзина по појединим степенима преноса. Ипак, када су у питању теретна возила недостатак ове расподеле се одражава у остваривању мање вучне силе по појединим степенима преноса у односу на мењаче са геометријском расподелом.

Из ових разлога односи степена међупреноса у механичкој трансмисији одређују се из других услова. Параметри за одређивање међустепена преноса могу бити коефицијент искоришћења мотора, стабилност рада мотора, перформансе возила у зависности од степена преноса, економичан рад мотора и др.

Рачунском провером теретног возила дошло се до преносних односа у мењачу који су приближни стварним преносним односима возила, па се може рећи да аналитичка метода даје добре резултате. Такође, и остале карактеристике теретног моторног возила су истоветне стварним, односно жељеним карактеристикама, па се и са те стране може рећи да су добијени резултати задовољавајући. Наравно, при пројектовању новог моторног возила инжењери се ослањају на карактеристике ранијих модела тог типа возила, што олакшава посао, а рачунска провера може допринети да се од возила добију још боље перформансе. Ипак, најважнији параметри за оцену перформанси и техничких карактеристика возила су у експлоатационим условима.

Литература:

- [1] Демић М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.,
- [2] Симић Д.: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988.,
- [3] Демић М., Пијевац В., Ћалић Ш., Васиљевић М., Основи пројектовања теретних моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 1994.,
- [4] Филиповић И., Мотори и Моторна возила, Машински факултет у Тузли, 2006.,
- [5] Стефановић А., Друмска возила – основи конструкције, Центар за моторе и моторна возила машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност саобраћаја у Крагујевцу, 2010.,
- [6] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W., Automotive Transmissions, Fundamentals, Selection, Design and Application, 2011.
- [7] Глишовић Ј.; Предавања и вежбе из предмета Конструкција и прорачун моторних возила (предавање 4 – www.moodle.mfkg.rs), школска 2014/2015.,
- [8] Теорија кретања моторних возила – избор преносних односа, ФТН Нови сад – Катедра за моторе и возила:
<https://tkdv.files.wordpress.com/2012/05/p07-izbor-prenosnih-odnosa.pdf>, приступљено 10.9.2015.
- [9] M.A.N. TGA 4x2:
<http://mantruck.ru/files/man-specification/TGA-L-Cab-Specification.pdf>, приступљено 15.9.2015.
- [10] Certificate de conformite (AU – 2142.04.01., du 23/05/05): MAN Camions TGA H06T/H10T
- [11] Правилник о подели моторних и прикључних возила и техничким условима за возила у саобраћају на путевима, Службени Гласник Р. Србије, бр. 40/2012 од 26.4.2012. године.