

Садржај

1. Увод.....	3
2. Историјски развој мотоцикла	4
3. Конструктивна извођења мотоцикла.....	8
3.1. Мопеди.....	8
3.2. Теренски мотоцикли.....	8
3.3. Тереска возила на бази мотоцикла.....	9
3.4. Мотоцикли за градску вожњу	10
3.5. Комбинација градског и теренског мотоцикла.....	10
4. Главни агрегати и системи мотоцикла	11
4.1. Оквир.....	11
4.2. Точак	12
4.3. Систем управљања и еластичног ослањања	13
4.4. Мотор	15
4.5. Трансмисија	18
4.6. Систем за напајање горивом	21
4.7. Систем за паљење	22
5. Вучно – брзинске карактеристике мотоцикла	23
5.1. Карактеристике мотора	23
5.1.1. Одређивање максималне снаге и максималног обртног момента мотора са унутрашњим сагоревањем.....	24
5.1.2. Апроксимација криве спољашње брзинске карактеристике мотора.....	26
5.2. Праволинијско кретање мотоцикла	27
5.3. Стабилност рада система: мотор – мотоцикла	29
5.4. Динамичка карактеристика мотоцикла.....	30
5.5. Одређивање максималног успона мотоцикла.....	31
5.6. Израчунавање максималне брзине мотоцикла	32
5.7. Израчунавање убрзања мотоцикла	33
5.8. Одређивање времена и пута убрзања мотоцикла	33
5.8.1. Време убрзавања мотоцикла.....	33
5.8.2. Пут убрзавања мотоцикла.....	36
5.9. Биланс снаге при праволинијском кретању мотоцикла	37

5.10. Одређивање степена преноса у механичкој трансмисији мотоцикла.....	40
5.10.1. Одређивање „дијапазона“ преноса механичке трансмисије.....	40
5.10.2. Избор преносног односа у главном преноснику	41
5.10.3. Избор броја степени преноса у механичкој трансмисији	43
5.10.4. Избор међустепена преноса у механичкој трансмисији	44
6. Трендови развоја и савремена решења система за пренос снаге код мотоцикла	50
6.1. Пренос снаге преко ланчаног пара (ланац – ланчаник)	50
6.2. Пренос снаге преко гуменог зупчастог ремена (каишни преносници)	52
6.3. Пренос снаге системом вратило – зупчаник.....	53
6.4. Континуални преносници снаге –варијатори	54
6.5. HFT (Human Friendly Transmission) систем	54
6.5.1. Предности и мане аутоматске трансмисије.....	56
6.6. DSG (Direct Shift Gearbox) мењачи	57
7. Закључак.....	59
8. Литература.....	60

1. Увод

Мотоцикл (*бицикл са мотором, моторни бицикл, мотор*) је једнотражно возило са два точка које покреће мотор са унутрашњим сагоревањем. Мотоцикли могу имати бочне приколице, а у њих се убрајају и возила са 3 точка, уколико њихова маса није већа од 400 kg. У зависности од намене, односно захтева који треба да остваре, мотоцикли варирају од оних који се користе за дуга путовања, за кретање у урбаним саобраћајним гужвама, спортски и тркачки мотоцикли, до оних који се користе у ванпутним условима. [1]

Мотоцикли су једна од најприступачнијих врста моторних возила у многим деловима света, а такође су најчешћа врста моторних возила за већину светске популације. Постоји око 200 милиона мотоцикала (укључујући мопеде, скутере и друге моторне двоточкаше и троточкаше) широм света, односно око 33 мотоцикла на 1000 становника. Већина мотоцикла, око 58%, се налазе у земљама у развоју у Јужној и Источној Азији, као и у пацифичким земљама Азије, изузев Јапана. Са друге стране, 33% аутомобила је концентрисано у САД-у и Јапану. Од 2002. године, Индија је са око 37 милиона мотоцикала, конкретно мопеда, постала земља са највећим бројем ових двоточкаша на свету. Иза ње се налази Кина са око 34 милиона мотоцикала. [1] [2]

2. Историјски развој мотоцикла

Историја мотоцикала почиње другом половином XIX века. Мотоцикли су потомци тзв. „безбедносних бицикала”, бицикала са истом величином предњих и задњих точкова и погоном на педале. Упркос неким раним оријентирима у развоју, мотоцикли немају тачан педигре који се може пратити уназад до једне идеје. Уместо тога, идеја је дошла у исто време од бројних инжењера и проналазача широм Европе. Први мотоцикли су имали погон на пару, све до 1885. године када је немачки истраживач Дајмлер искористио мотор са унутрашњим сагоревањем као погонски агрегат. [3]

Ковач из Париза по имену Пјер Мишо ([Pierre Michaux](#)) 1860. године основао је “Михаус и компанију” (*Michaux and company*), компанију која је правила бицикле са педалама. Први мотоцикл са погоном на пару направио је Пјеров син Ернест 1867. године, уградивши и мали мотор на пару на велоципед, слика 1.



Слика 1 – Мишов велоципед са мотором на пару

Силвестер Рупер из Роксбурија 1868. године развија парни мотор са два идентична цилиндра и уграђује га на велоципед. Овај мотор је погонила пара која се добија загревањем воде помоћу котла на угљ, који се налазио између точкова. Руперов допринос развоју мотоцикала је изненадно прекинут његовом смрћу 1896. године.

Француски инжењер Луис–Гијом Перо ([Louis-Guillaume Perreaux](#)) 1868. године је патентирао мотоцикл сличан оном који је конструисао Пјер Мишо ([Pierre Michaux](#)). Парни мотор је имао један цилиндар и алкохолни сагоривач, а момент на погонски точак је преношен помоћу два каишника.

Луцијус Копеланд из Феникса је 1881. године дизајнирао много мањи парни котао који је могао погонити знатно већи погонски точак. Ову предност је искористио уградивши мотор у мотоцикл троточкаш, који је 1884. године почео успешно да се производи, слика 2.

Копеландовим мотоциклом је завршено поглавље мотоцикала са погоном на пару, јер следећи изум пише ново поглавље у историји мотоцикала, поглавље са мотором са унутрашњим сагоревањем. [3]



Слика 2 - Луџијус Копеланд са својим троточкашем

Први мотоцикл погођен мотором са унутрашњим сагоревањем је Петролеум Рајтваген (*Petroleum Reitwagen*). Дизајниран и направљен од стране немачких проналазача Готлиба Дајмлера (*Gottlieb Daimler*) и Вилхема Мајбаха (*Wilhelm Maybach*) 1885. године, и представљао је револуционарно решење. Мотор се стартовао помоћу ручке за окретање. Мотоцикл је био опремљен са два помоћна точка, по један са обе стране коленасте осовине, а читав мотор је био смештен унутар алуминијумског кућишта осовине, (слика 3). За разлику од осталих бицикала и мотоцикала до тада, овај мотоцикл није имао угао нагиба осе управљача, а самим тим није користио принципе динамике бицикала и мотоцикала развијене скоро 70 година раније. Уместо тога, мотоцикл се ослањао и на два помоћна точка, и на тај начин је остајао усправан у току скретања. Проналазачи су свој патент звали „јашући аутомобил“. Дајмлер је свој патент заштитио 29. августа 1885. године, али је ускоро закључио да прототип мотора није довољно снажан и да је мотоцикл Петролејум Рејитваген (*Petroleum Reitwagen*), како се тада звао, једна нестабилна машина која је изузетно тешка за вожњу, чему ни мало није помагало стање тадашњих путева. Будући да је био истински визионар, Дајмлер је одлучио да усмери пажњу на производњу "кочије без коња" - претечу модерног аутомобила - тако да је Петролјум Рејитваген (*Petroleum Reitwagen*) остављен заборављен на месту где се и данас може видети, у музеју Дајмлер-Бенц у немачком граду Штутгарту. [4]



Слика 3 - Даимлеров Petroleum Reitwagen

Први мотоцикли у индустријској размери су се производили у фирми Индијан (*Indian*) у САД са техничким побољшањима, као што су :

- плински карбуратор, Вилхем Мајбах (*Wilhelm Maybach* 1893.) и
- магнетно паљење, Роберт Бош (*Robert Bosch* 1901.)

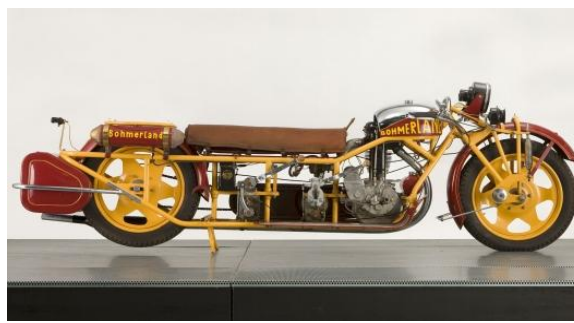
До другог светског рата Индијан (*Indian*) је био највећи светски произвођач мотоцикала више од 20.000 мотоцикала годишње, док је после другог светског рата NSU дуги низ година владао сценом (слика 4). Од почетка 70-тих година па до данас Хонда (*Honda*) је највећи светски произвођач мотоцикала. Хонда је 1950. конструисала и производила најуспешније превозно средство свих времена (ради се о мотоциклу мале кубикаже Хонда CUB), које је до данас продато у преко 40 милиона примерака. [1] [3]



Слика 4 - NSU мотоцикл (лево), Honda CUB (десно)

Хонда је 1969. године представила модел СВ 754 са попречно уграђеним четвороцилиндричним четворотактним мотором, што је представљало прекретницу у мото индустрији. Треба споменути и да је Гилера 1930. направила овакав концепт за тадашње фабрике. МВ Агуста производи од 1966. године овакве мотоцикле, који су својом високом ценом остали ускраћени широким масама.

Као најмоћнији од свих до сада серијских мотоцикала, амерички Бос Хос (*Boss Hoss*), са V8 погонским агрегатима који често имају кубикажу преко 5 литара и преко 225 kW, слика 5. [3]



Слика 5 - Boss Hoss (лево); Bohmerland (десно)

Најдужи мотоцикл до данас направљен је Бомерленд (*Bohmerland*) са три седишта (слика 5). Популаризацијом аутомобила крајем педесетих година целокупна мото индустрија је запала у кризу и тек седамдесетих је мотоцикл популаризован као превозно средство. На мото сцену се враћају многи заборављени произвођачи попут Тријумфа и МВ Агуста (*Triumph* и *MV Agusta*), фирме мотоцикала Килицер и Фреунд Моторад (*Killiger & Freund Motorrad*) са погоном на предњем точку из 1938. године.

Данас јапански произвођачи Хонда, Кавасаки, Сузуки и Јамаха (*Honda*, *Kawasaki*, *Suzuki*, и *Yamaha*) доминирају у мото индустрији широм света, док је Харли-Дејвидсон (*Harley-Davidson*) доминантан на америчком тржишту. [5]

3. Конструктивна извођења мотоцикла

У зависности од намене и начина конструкције постоји више врста мотоцикала. Најзаступљенији су наравно они који су корисницима приступачнији, како по цени, тако и по изгледу и својим ергономичким карактеристикама.

Постоје три основна типа мотоцикала: путни, теренски и мотоцикл двоструке намене. Осим ове поделе, постоји још много различитих подтипова мотоцикала са много различитих намена.

Путни (улични) мотоцикли обухватају крузере, спортске мотоцикле, скутере и мопеде, и многе друге врсте. Теренски мотоцикли обухватају много типова који су дизајнирани за мотокросове и трке на блатњавим и прашњавим теренима, које у многим земљама нису легалне. Возила са двоструком наменом се могу користити и за спорт, али се исто тако њима може удобно и легално кретати по путевима. [1] [6]

3.1. Мопеди

Мопеди су једнотражна возила чија радна запремина погонског МСУС не прелази 50 cm^3 . Код њих најчешћу примену налазе разне врсте двотактних и четворотактних мотора. А обично имају директан погон преко ланаца и аутоматску спојницу (слика 6). Масе су им обично мање до 60 kg. Снага мотора 1.8 до 7.5 kW брзина до 50 km/h а док је њихово осно растојање 812 до 1220 mm. [6]



Слика 6 - Пример конструктивног извођења мопеда

3.2. Теренски мотоцикли

За теренске мотоцикле је карактеристично да имају подигнут издувни систем. Ниже степене преноса и веће ходове система за ослањање обично око 125 mm и посебне пнеуматике. Мотоцикли су оклопљени, тако да им агрегати не штрче са стране.

Педале се при удару савијају, а иза тога исправљају тако да су поново употребљиве. Пнеуматици имају специфичне - крупне шаре које омогућавају лакше кретање ван путева (блато, песак, трава и сл.).

Због веће проходности, ови мотоцикли имају мање масе, а неке конструкције и алуминијумски оквир, ради бољег управљања при мањим брзинама.

У пракси постоје и специјална извођења мотоцикала са великом издржљивошћу већим точковима 5 и 6 степени преноса у мењачу и шасијом без простора за пртљаг или додатно седиште. Ширим ојачаним рукохватима и већим ходовима система за еластично ослањање. Ради илустрације, на слици 7. дајемо један карактеристичан пример теренског мотоцикла. [6]



Слика 7 - Пример теренског мотоцикла

3.3. Тереска возила на бази мотоцикла

Ови двоточкаши са специјалним - широким точковима или троточкаши, четвороточкаши, на бази мотоцикала конструисани су тако да могу да се крећу по теренима на којима не могу други мотоцикли. Двоточкаши се производе за веће успоне и неравне терене, док су троточкаши и четвороточкаши намењени мање искусним возачима. Ради илустрације, на слици 8. дат је приказ извођења једног таквог возила.



Слика 8 - Пример теренског возила на бази мотоцикла

3.4. Мотоцикли за градску вожњу

Мотоцикл за градску вожњу има сва потребна светла и показиваче праваца. Ниске бранике, додатну инструментацију, седишта и ослонце за ноге сувозача. Радне запремине мотора могу бити и до 1500 cm³. Примену налазе и додатна опрема (као што су ветробранско стакло, простор за пртљаг и понекад бочна приколица).



Слика 9 - Мотоцикл за градску вожњу



Слика 10 - Скутер

Ради илустрације, на слици 9. дато је класично извођење. На слици 10. приказујемо скутер као типичан пример мотоцикла за градску вожњу. [6]

3.5. Комбинација градског и теренског мотоцикла

У пракси постоје конструктивна решења мотоцикала која истовремено могу испуњавати захтеве градске и теренске вожње. Ови мотоцикли имају универзалне пнеуматике, високо постављен издувни систем, савитљиве ножне педале, ојачане рукохвате и ниже степене преноса од модела за градску вожњу. Ради илустрације на слици 11. је дат приказ једног мотоцикла из ове категорије. [1]



Слика 11 - Комбинација градског и теренског мотоцикла

4. Главни агрегати и системи мотоцикла

Елементарни делови конструкције мотоцикала су:

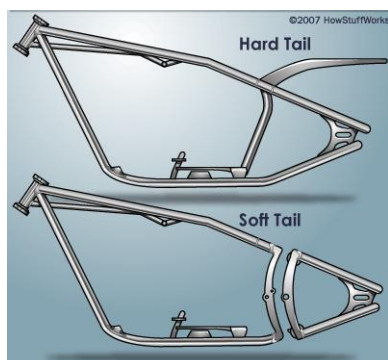
- оквир,
- точкови са кочницама,
- систем управљања и еластичног ослањања,
- мотор,
- трансмисија,
- систем за напајање горивом,
- систем за паљење,
- електрична инсталација и
- заштитни елементи (усмеривачи ваздуха - спојлери) - функционално декоративног типа

У наредном тексту ће бити више речи о већини поменутих агрегата и система. [6]

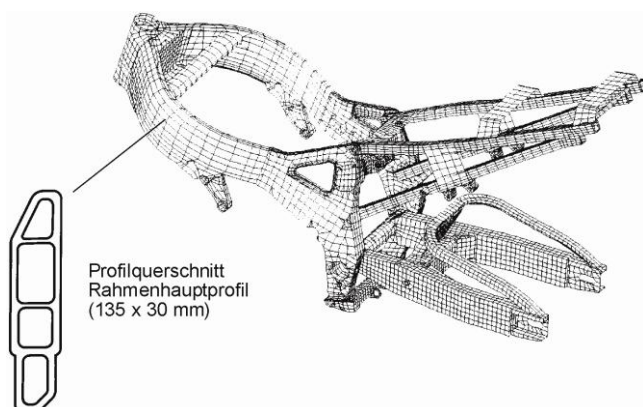
4.1. Оквир

Основни задатак оквира мотоцикла је да повеже све агрегате и системе у једну целину. Оквир мотоцикла обично сачињавају челичне цеви или тачкасто заварени отпресци. Неки мотоцикли специјалне намене имају алуминијумске или оквири од лаких легура. Најчешћу примену налазе оквири израђени од цеви (Сл. 12), док се оквир израђен пресовањем и заваривањем примењује код лаких мотоцикала са моторима мањих снага (Сл. 14). Оквир укључује монтажне носаче за повезивање других компонената као што су ослонци за ноге и седишта, резервоар горива, предња и задња виљушка, елементи трансмисије, мотор, мењач, издувни систем и сл.

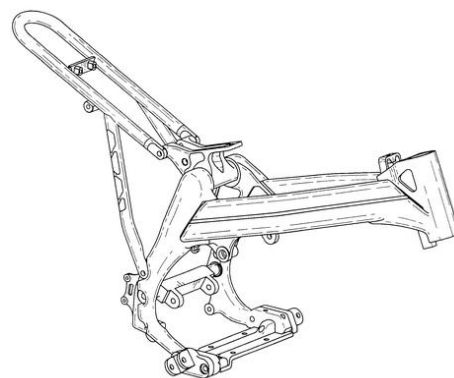
Треба нагласити да се код савремених мотоцикала користе специјални оклопи (усмеривачи - спојлери) који имају вишеструку улогу (смањење отпора ваздуха, естетика, већа проходност и сл.). [4] Поред тога, за оквир се везују и седишта, која су код мопеда краћа, а код мотоцикала дужа. Дужа седишта имају двоструку намену: омогућавају возачу да мења положај тела у току вожње и превоз још једног путника. [1] [6]



Слика 12 – Цевасто извођење оквира



Слика 13 - Алуминијумско извођење оквира



Слика 14 - Пример извођења оквира од профилисаних лимова

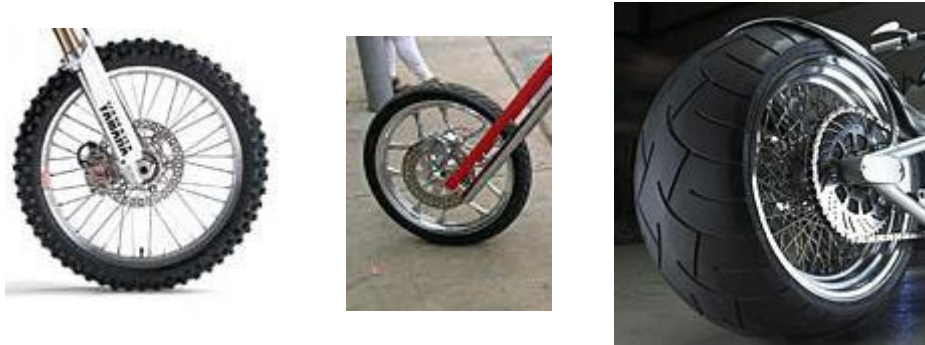
4.2. Точак

Точак мотоцикла се састоји од метално-профилисаног наплатак пнеуматика, система везе са виљушком специјално урађених жица или паока. Наплатак који има уграђене жице, захтева примену добош кочница, док ливени наплатци са паоцима могу имати како добош, тако и диск кочионе системе. Већину точкова за мотоцикле одликује мала тежина и довољна крутост. Ради илустрације на слици 15. дата су карактеристична извођења точкова мотоцикала. [4] Кочиони механизми мотоцикала су са добошима или у новије време са дисковима код неких решења предњи точак има и два диска.

Ради илустрације на слици 16. приказана су оба типа кочионих система. Кочнице се укључују уз помоћ система полуга и ужади (механички) или хидраулички. [6]



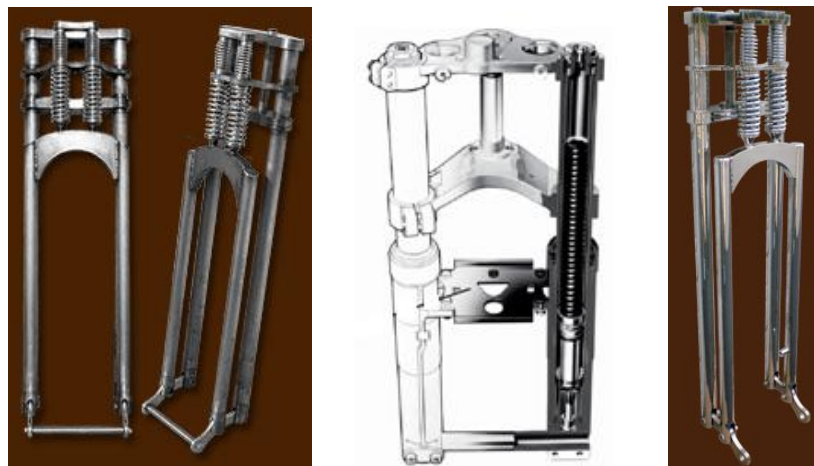
Слика 15 - Примери извођења система за кочење



Слика 16 - Карактеристична извођења наплатака и пнеуматика

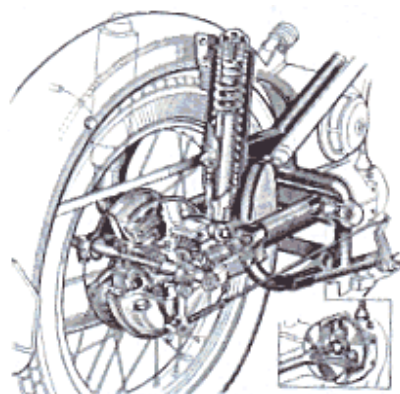
4.3. Систем управљања и еластичног ослањања

Предњи систем еластичног ослањања обично се састоји од телескопске виљушке која користи комбинацију клизних цеви, унутрашњих опруга и хидрауличног пригушења ради обезбеђења пригушивања осцилација (Слика 17). Он у комбинацији са предњим точком, управљачем, предњом виљушком и елементима везе омогућава управљање мотоциклом. [6]



Слика 17 - Карактеристично извођење предњег система за ослањање

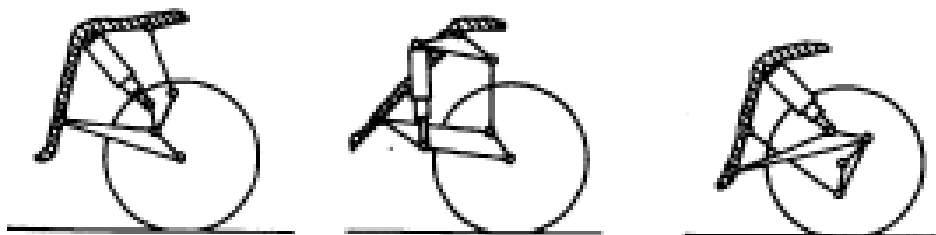
Задњи систем еластичног ослањања састоји се од полуга које повезују оквир са задњим точковима. Комбинација завојне опруге и амортизера везана је у близини осе за полуку, а горњи крај је везан круто за оквир (Сл. 18). Слика 19 даје приказ старијих решења предњег, слика 20 задњег система еластичног ослањања, а слика 21 најсавременија решења система за еластично ослањање предњих и задњих точкова.



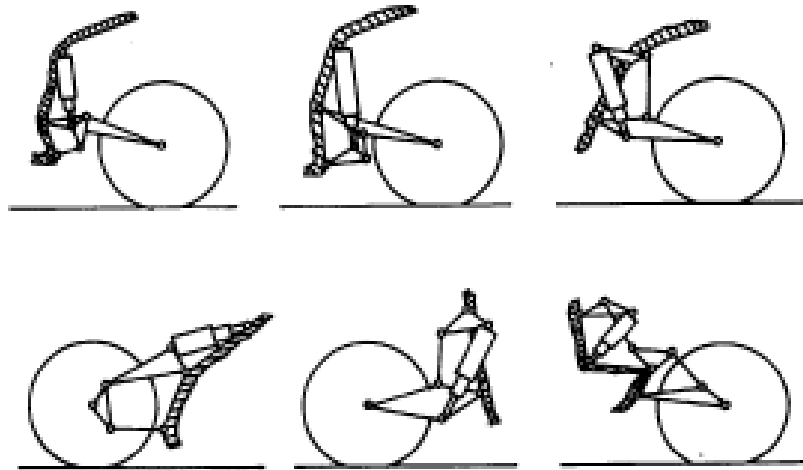
Слика 18 - Карактеристично извођење задњег система за ослањање



Слика 19 - Ранија конструктивна извођења предњег система за еластично ослањање мотоцикала [6]



Слика 20 - Ранија конструктивна извођења задњег система за ослањање мотоцикала [6]



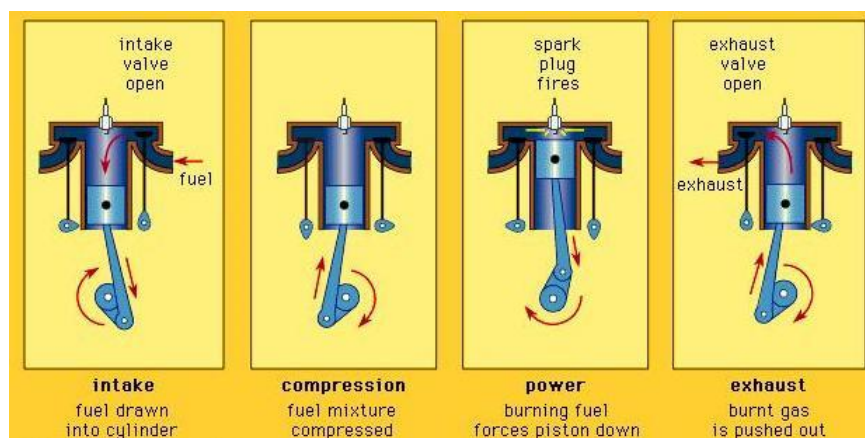
Слика 21 - Савремене концепције предњег и задњег система за еластично ослањање мотоцикала [6]

4.4. Мотор

Један од најважнијих агрегата мотоцикала је бензински мотор, па му треба посветити више пажње.

Четворотактни мотори се користе на већини возила и лаких камиона (укључујући и мотоцикле), а њихов принцип рада је приказан на слици 22.

Предности мотора овог типа су ефикасније коришћење уља и горива, бољи еколошки параметри (вибрације, бука и састав издувних гасова) и трајност. Недостаци у поређењу са двотактним моторима су постојање више радних делова и већа тежина по јединици снаге. [5]



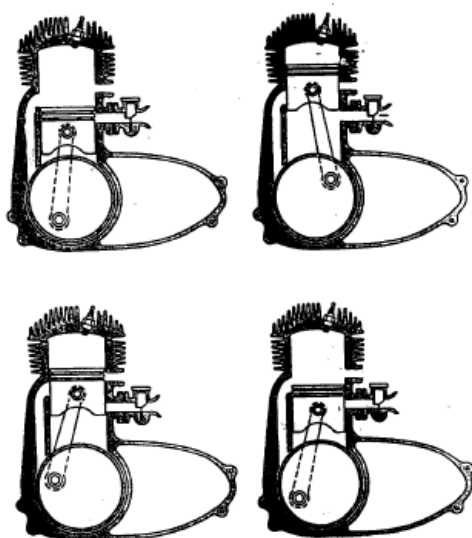
Слика 22 - Шема рада четворотактног мотора



Слика 23 - Изглед једног савременог четворотактног мотора за мотоцикле

Данас све већу примену налазе "V" четворотактни мотори са воденим хлађењем радне запремине до 1500 cm^3 , са снагом већом од 90 kW. Један такав мотор је приказан на слици 23.

Двотактни мотор чија је шема рада дата на Сл. 24 има цилиндар и клип сличан као код четворотактног мотора, осим што постоји дуже испирање коморе. Двотактни мотор има двоструко већи број радних тактова са сваком обртајем коленастог вратила од четворотактног мотора. Ови двотактни радни тактови и недостатак потребе за читавим системом развода, кључне су предности двотактних мотора. [6]



Слика 24 - Шема рада двотактног мотора [6]

Недостаци двотактних мотора су већа потрошња уља и горива, као и лошији еколошки параметри. Овај тип мотора сагорева више уља од четворотактног јер се моторски механизам подмазује смешом ваздух-гориво-уље. Двотактни мотор троши више горива због преклапања издувног и уласног циклуса.

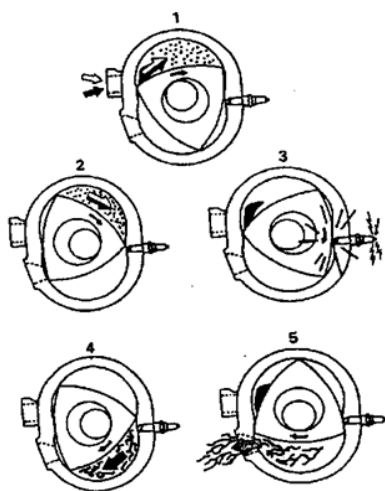
Код мотоцикала се користе и двоцилиндрични мотори, који имају већу снагу од једноцилиндричних, јер се за сваки обртај коленастог вратила добијају два радна такта уместо једног. Ако се паљење смеше врши наизменично, у једном цилиндру ће се вршити на сваких 180° обртања коленастог вратила мотора, чиме се утиче на повећање равномерности тока излазне снаге.

За исту запремину, двоцилиндрични мотор развија већу снагу од једноцилиндричног и има већи број обртаја, а што је могуће јер су клипови и клипњаче два мања цилиндра лакши него код једног великог.

Једноцилиндрични мотор има предност јер је ужи (погоднији за теренску вожњу) и има мање делова који могу да откажу. Тро-четворо и више-цилиндрични мотори повећавају предности и недостатке двоцилиндричних. [6]

Раније су постојали и покушаји примене Ванкеловог мотора. Конструкција садржи мање делова, даје већу снагу за ефективни ход и уједначен погон уз мало вибрација, али се од тога одустало због његових познатих недостатака.

Шема рада Ванкеловог мотора је дата на слици 25. Као што је познато, да би мотоцикл могао успешно да се користи, неопходно је обезбедити хлађење мотора и одвод издувних гасова, али о тим системима овде неће бити речи. На крају треба нагласити да постоје покушаји примене електромоторног погона код мотоцикала, што ће несумњиво довести до бољих еколошких параметара мотоцикала, али се мора решити актуелни проблем батерија. [6]

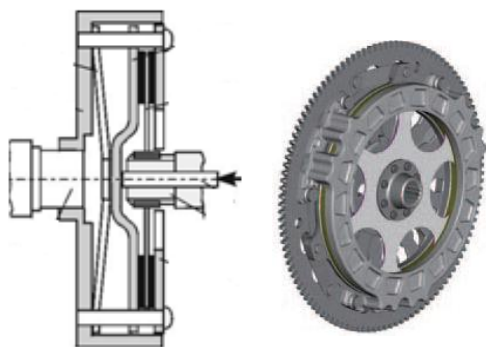


Слика 25 - Шема Ванкеловог мотора [6]

4.5. Трансмисија

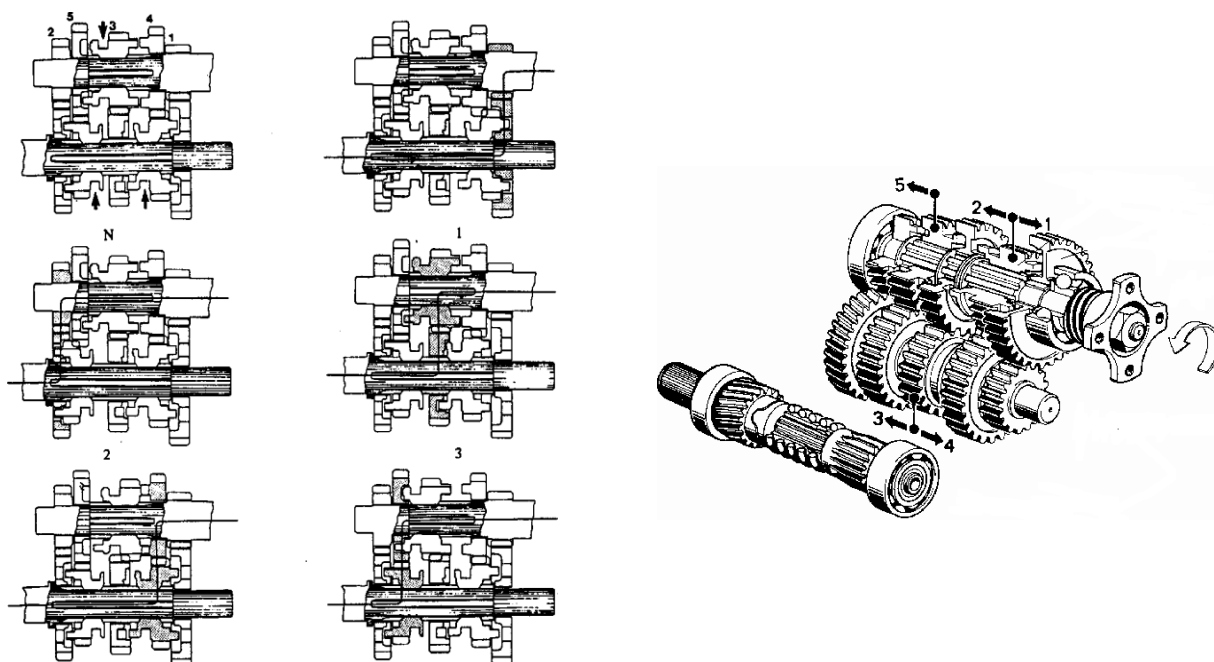
Снага мотора се користи за покретање задњег точка мотоцикла. Механички делови који спајају мотор и задњи точак чине трансмисију. На већини мотоцикала у предњем делу трансмисије постоји редуктор између коленастог вратила мотора и спојнице. Он смањује број обртаја, али увећава момент. Да би се мотоцикл кретао на путу са уздужним нагибом потребан је високи преносни однос. Обично код мотоцикала имамо тростепену трансмисију са аутоматском променом степена преноса (варијатор и центрифугална регулација), а код већих мотоцикала су заступљени 5-6 степени мењачи.

Следећи део трансмисије је спојница (слика 26). Њен задатак је да омогући возачу да раздвоји мотор од осталог дела трансмисије. Спојница је склоп фриксионог диска и потисне плоче које активира опруга. Када попусти притисак опруге, потисну плочу више не погони фриксиони диск. Већина спојница је са више дискова. Ручна команда и ужад контролишу рад спојнице на већини мотоцикала. Неке спојнице раде аутоматски, на принципу центрифугалне силе. [6]

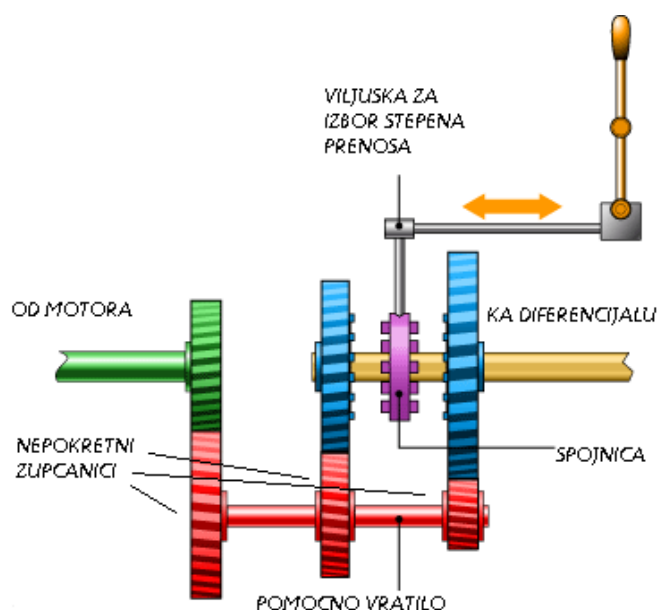


Слика 26 – Пример извођења спојнице и диска код мотоцикла

Ради илустрације, на слици 27 је дат приказ конструктивног извођења мењача. [6]



Слика 27 - Пример извођења мењача



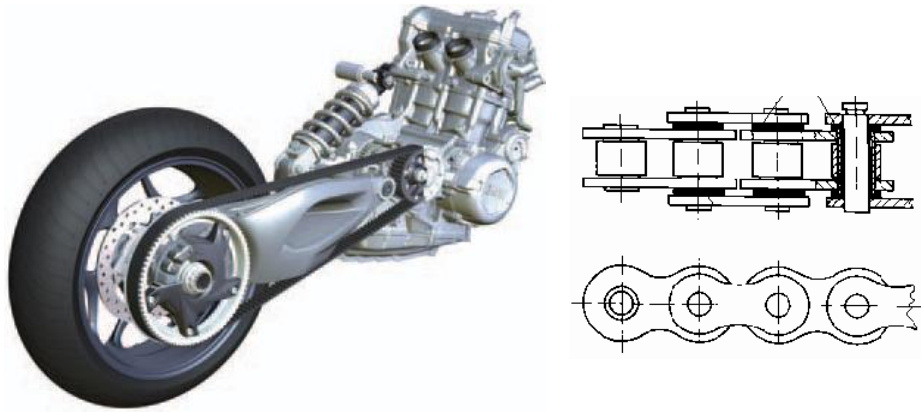
Слика 28 - Пример путање обртног момента кроз мењач

На слици 28 приказано је да погонска снага тече од спојнице до мењача.

Пренос снаге, односно обртног момента од мењача до задњег точка се врши на различите начине.

Преношење помоћу ланчаног пара (ланчаника и ланца). Оба елемента захтевају подмазивање и подешавање издужења које се јавља током рада. Средства за подмазивање изазивају пријањање прљавштине, што отежава кретање ланца. Велики недостатак ланчаних парова је неравномерна брзина ланаца (периодично се повећава и смањује). Брзина гоњеног ланчаника је неравномерна у току једног обртаја. Такође, постоји могућност лома услед замора елемената ланаца. Укупни преносни однос ланца је могуће модификовати помоћу различитих пречника ланчаника на оба краја ланца. Конвенционални ланац са ваљцима је изложен дејству вибрација, зато се користе гумени делови који смањују вибрације и штите ланац од спољашњих утицаја. Већина тркачких мотоцикла користи ланчани пар за пренос обртног момента на задњи точак.

Код неких мотоцикала примену налазе континуални преносници снаге (најчешће варијатори). Каишни преносници су још једно од решења, слика 29. Ово решење је добро јер ради тихо, чисто и ефикасно. Међутим, кашни преносници могу да пренесу само одређени обртни момент. Најчешће се користи зупчасти, односно клинасти каиш.



Слика 29 - Пример извођења варијатора



Слика 30 – Пренос снаге системом вратило-зупчаник

Неки произвођачи користе систем вратило-зупчаник за пренос снаге на точак (слика 30). Код овог решења се користе зглобни преносници, односно тзв. карданско вратило. Ова конструкција је потпуно затворена, односно налази се у металном кућишту које споља изгледа као цев која долази са бочне стране, од трансмисије, до бочног поклопца задњег точка, слика 31. Унутар поклопца који се налази на точку се налазе коси зупчаници који се спајају са другима који су постављени на осовину управљача. Ово решење је одлично у условима повишене буке и када се возило креће по блатњавом или сличном тлу. Још једна добра страна је што оваква конструкција не мора стално да се одржава, осим повремених замена средства за подмазивање. Међутим, ови додатни парови зупчаника додатно утичу на повећање укупне масе мотоцикла. [7]



Слика 31 – Кућиште система вратило-зупчаник

Код модерних мотоцикала (изузев скутера) се промена брзине врши притиском на папучицу. Раније су се чешће сретали мотоцикли код којих се промена брзине вршила окретањем ручице управљача. Све више мотоцикала има 5 или 6 брзина. Због велике масе неких мотоцикала, попут модела Хонда Голд Винг ([Honda Gold Wing](#)) или БМВ ([BMW K1200LT](#)), није могуће вратити се уназад само снагом возача, већ је потребно да постоји и рикверц, па је он стандардни део трансмисије код ових модела. Некада рикверц не постоји, већ се кретање уназад остварује помоћу компонената стартер мотора, која има особину да, када се окрене, обавља функцију рикверца.

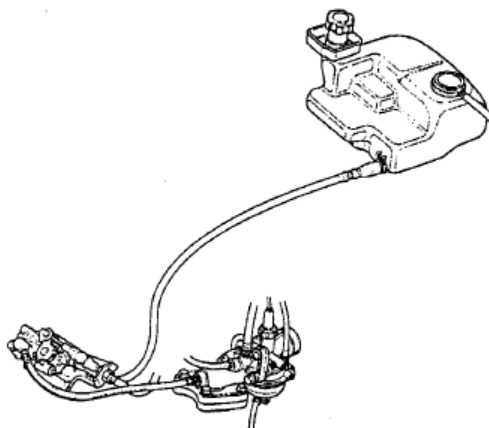
Сви двоточкаши имају секвенцијални мењач. Код мотоцикла се прва и друга брзина могу изабрати из *неутрала*, док наравно остале не могу, већ се промена врши на основу јединственог принципа секвенцијалних мењача – једна за другом. Петостепени мењачи су направљени по принципу „један доле, четири горе“ који се односи на распоред зупчаника у мењачу у односу на зупчанике који су везани за улазно вратило мењача, које је излазно вратило из мотора. Непокретни зупчаници су тако поређани да се налазе на половини растојања између зупчаника који се налазе на излазном вратилу мењача.

Традиционални скутери и даље имају мануелну промену брзина притиском и заокретањем полуге која се налази на левој страни управљача, са спојницом на полузи која такође ротира. Промена брзине се може вршити и помоћу континуалне ЦВТ (CVT) трансмисије, где се пренос обртног момента врши помоћу каишника.

4.6. Систем за напајање горивом

Систем за напајање горивом подразумева све оне делове који садрже и врше регулацију тока горива у мотоциклу, од пуњења на бензинској пумпи до тренутка компресије у цилиндру. Главни делови за напајање горивом су: резервоар за гориво и његов поклопац, зауставни вентил, цеви за проток горива, филтер за гориво, карбуратор и филтер за ваздух, као и усисна грана од карбуратора до мотора.

Резервоар чије се запремине крећу и до 35 литара, са резервоаром од 2-6 литара, складишти гориво, а његов поклопац дозвољава да ваздух уђе у резервоар у процесу трошења горива. Већина зауставних вентила на резервоарима мотоцикла има три позиције „укључено“, „резерва“ и „искључено“. Цеви за проток горива воде од зауставног вентила на резервоару до карбуратора. Карбуратор има задатак да формира смешу горива и ваздуха у жељеној размери. Треба напоменути да данас све већу примену код мотоцикла налази и систем за убризгавање горивом.



Слика 32 – Шема система за напајање горивом [6]

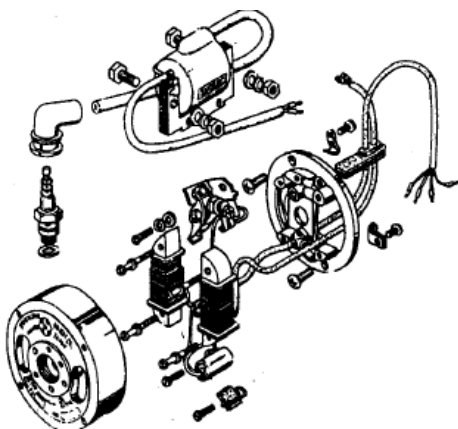
4.7. Систем за паљење

Да би се клипови мотора са унутрашњим сагоревањем покренули, потребно је упалити смешу, што се постиже уз помоћ свећница. У пракси се користе три система за паљење.

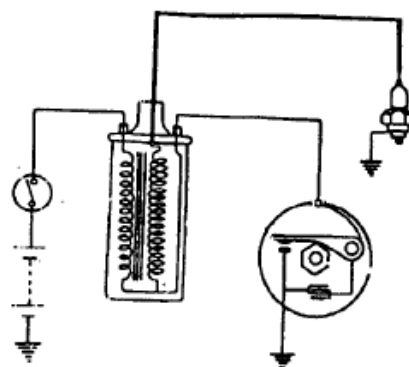
Први систем је *магнетни систем за паљење* који се користи код мањих и тркачких мотоцикала. Једноставан је, поуздан и не захтева батерију, јер струју генеришу магнети, намотаји, регулатори тачке паљења, кондензатор, проводник високог напона и свећница.

Други тип је *систем за паљење је са батеријом и намотајима*, а користи струју из батерије за напајање намотаја и произвођење варнице високог напона.

Трећи тип је *електронски систем паљења*. Високи напон добија се коришћењем великог кондензатора уместо намотаја типа трансформатора као код предходна два типа система за паљење. Резистори, тиристори, диоде и транзистори такође могу бити делови ове нове врсте система паљење, који у последње време налази све ширу примену. [6]



Слика 33 – Пример магнетног система за паљење смеше [6]

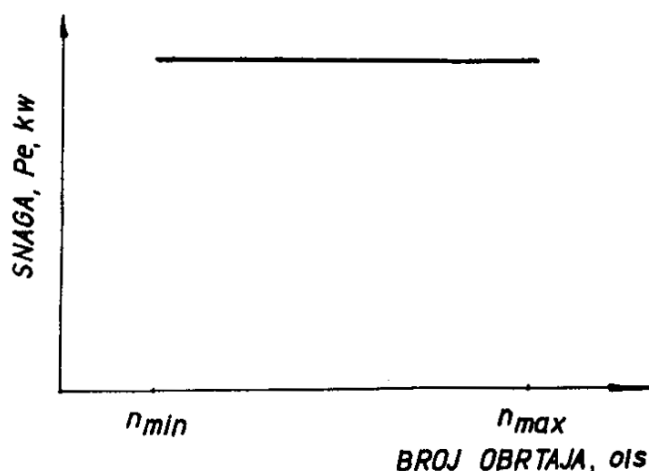


Слика 34 – Пример батеријског система за паљење смеше [6]

5. Вучно – брзинске карактеристике мотоцикла

5.1. Карактеристике мотора

Мотор има идеалне карактеристике када развија максималну снагу која не зависи од броја обртаја, што је приказано на слици 35.



Слика 35 – Снага идеалног мотора СУС

Обртни момент мотора можемо израчунати на основу познате снаге:

$$M_e = \frac{1000P_e}{2\pi n_e}$$

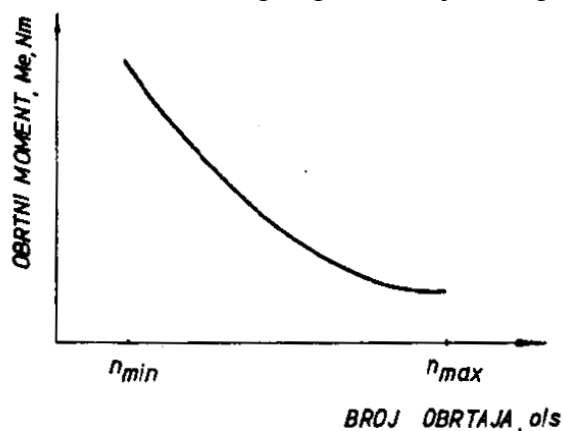
где је:

M_e - обртни момент,

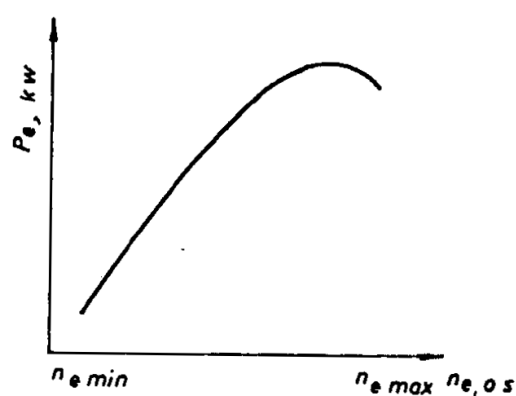
P_e - снага мотора,

n_e - број обртаја погонског вратила мотора

Посматрајући слику 35, зависност обртног момента од броја обртаја коленастог вратила идеалног мотора приказана је хипербола слика 36.



Слика 36 – Обртни момент идеалног МСУС



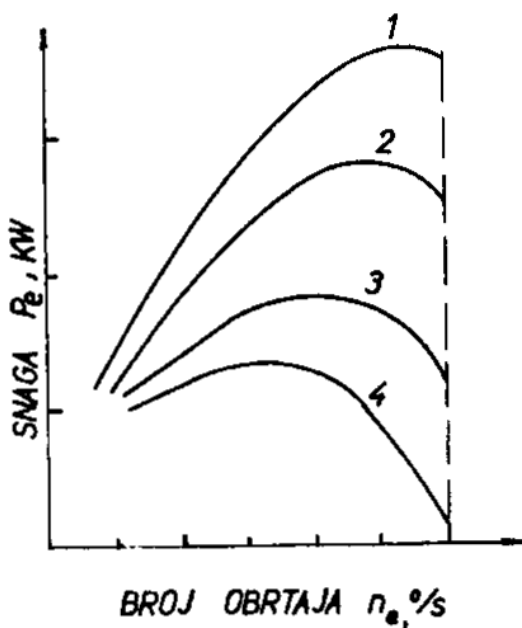
Слика 37 – Пример зависности броја обртаја код бензинског мотора

Код савремених мотоцикала примену углавном имају дво и четворо-тактни бензински мотори са унутрашњим сагоревањем чије карактеристике одступају од идеалних, што показује пример зависности од броја обртаја бензинског мотора слика 37.

На слици је очигледно да снага бензинског мотора са унутрашњим сагоревањем зависи од броја обртаја коленастог вратила. Уствари при раду на минималном броју обртаја снага је најмања, са порастом броја обртаја расте до максималне, а затим са даљим порастом броја обртаја опада. [6]

5.1.1. Одређивање максималне снаге и максималног обртног момента мотора са унутрашњим сагоревањем

На основу досадашњих сазнања омогућено нам је да математички на основу карактеристика горива и мотора, поуздано израчунамо зависност снаге мотора од броја обртаја коленастог вратила. Она се најчешће утврђују експериментално, на пробном столу, а даје се у графичком облику. Уколико је испитивање обављено при максималном доводу горива, добијене криве називамо спољашњим брзинским карактеристикама, а ако су испитивања обављена са делимичним доводом горива, исте називамо парцијалним брзинским карактеристикама.



Слика 38 – Спољашње и парцијалне брзинске карактеристике мотора СУС

На слици 38, приказан је пример спољашње и парцијалне брзинске карактеристике у зависности од количине доведеног горива у мотор (1- највећа, 4 – најмања количина доведена количина горива).

Испитивања показују да се криве добијене у нестационарним условима испитивања мотора (промена броја обртаја, механичких и термичких оптерећења или довода

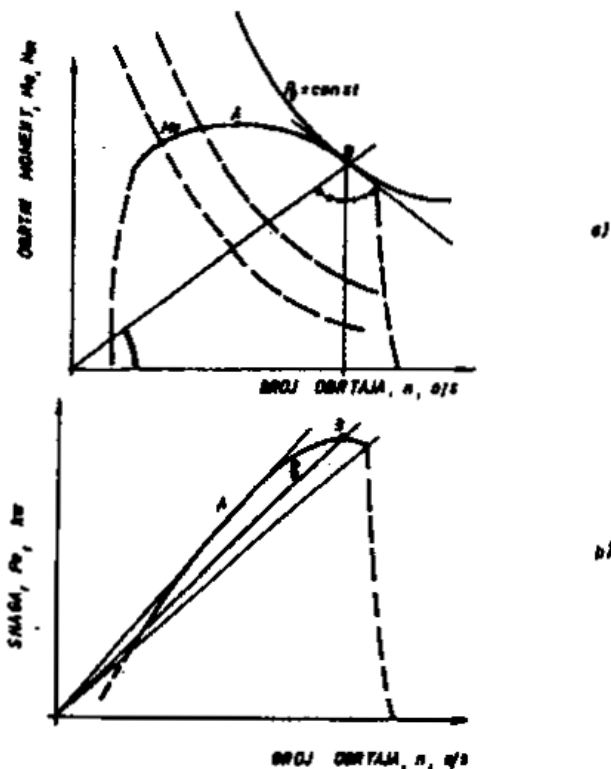
горива) разликују од оних које су добијене у стационарним условима. Оне су ближе експлоатационим условима.

Максималне вредности снаге и обрног момента се одређују на основу криве спољашње брзинске карактеристике и како је:

$$P_e = 2\pi n_e M_e \quad \text{или} \quad P_e = c n_e M_e$$

После диференцирања имамо:

$$\frac{dP_e}{dn_e} = \left(\frac{dM_e}{dn_e} n_e + M_e \right) c \quad \Rightarrow \quad \frac{M_e}{n_e} = - \frac{dM_e}{dn_e}$$



Слика 39 – Одређивање максималне снаге и обрног момента мотора

На основу слике 39а очигледно да је тачка В додирна тачка између криве момента и криве константне снаге, а ординате у тој тачки представља симетралу угла између тангенте и праве која пролази кроз тачку В и координатни почетак.

На сличан начин можемо одредити положај максималног момента на основу зависности $M_e = M_e(n)$, тј:

$$\frac{dM_e}{dn_e} = \left(\frac{1}{n_e} \frac{dP_e}{dn_e} - M_e \right) c = 0$$

одакле следи:

$$\frac{P_e}{n_e} = \frac{dP_e}{dn_e}$$

Анализирајући зависност снаге од броја обртаја мотора на слици 39б можемо закључити да се максимални момент мотора јавља при броју обртаја на коме се може из координатног почетка повући тангента на криву снаге. [6]

Очигледно је да се максимална снага и максимални обртни момент мотора не јављају при истом броју обртаја што представља недостатак мотора са унутрашњим сагоревањем.

Имајући предходно у виду, у пракси се често за оцену погодности мотора користе одређени односи бројева обртаја или обртних момената. Ради илустрације навешћу неке од њих:

- коефицијент елестичности по обртном моменту мотора:

$$e_M = \frac{M_m}{M_p}$$

који се креће у границама 1,2 - 1,35. Очигледно је да се са повећањем овог коефицијента повећава погодност коришћења мотора код мотоцикла;

- коефицијент еластичности по броју обртаја мотора:

$$e_n = \frac{n_p}{n_M}$$

Повећавањем овог коефицијента допринос стабилнијој вожњи и побољшава могућност савлађивања краткотрајних преоптерећења мотора. Он се код савремених мотора за мотоцикле креће у интервалу 1,6 – 2,2.

Поред ова два коефицијента еластичности користе се и други, али знатно ређе. [6]

5.1.2. Апроксимација криве спољашње брзинске карактеристике мотора

Већ је поменуто да се подаци о спољашњим брзинским карактеристикама у стационарним условима испитивања мотора дају у облику дијаграма. То није погодно за коришћење, па се у пракси, поред већ познатих метода нумеричке интерполације и екстраполације чија масовнија примена потиче од периода увођења персоналних рачунара, често за апроксимацију користи тзв. Лидерманов образац у облику:

$$P_e = P_M \left[a \frac{n_e}{n_p} + b \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^3 \right]$$

где су:

P_e - снага мотора при неком броју обртаја,

P_M - максимална снага мотора,

n_p - број обртаја при максималној снази,

n_e - број обртаја погонског вратила мотора,

a, b, c - константе које зависе од конструкције мотора, а код бензинских мотора за мотоцикле су обично једнаке јединици.

Треба напоменути да систем за регулацију који налази све чешће примену и код мотора мотоцикла, мењају карактер криве спољашње брзинске карактеристике, па предходну апроксимацију треба користити са резервом.

Због постојања губитка, расположива снага на погонском точку је мања од снаге коју развија мотор.

Губици снаге настају у спојници, мењачу и трансмисији иза мењача (ланчаници и ланац или погонско вратило и зупчаник). Ако имамо предходно речено у виду, у најопштијем случају, можемо написати:

$$n_u = n_m n_p$$

где су:

n_m - степен искоришћења мењач,

n_p - степен искоришћења осталог дела трансмисије.

Величина поменутих степена искоришћења трансмисије одређују се експериментално, а оријентациона вредност укупног степена искоришћења износи 0,86 – 0,92.

5.2. Праволинијско кретање мотоцикла

Једначина која описује праволинијско кретање тежишта мотоцикла у кондензованом облику гласи:

$$F_{02} = \sum R$$

$$\text{или у проширеном облику: } F_{02} = R_f + R_v \pm R_\alpha + R_j + R_p$$

где су:

R_f - отпор котрљања,

R_v - отпор ваздуха,

R_α – отпор нагиба пута (при чему знак $+$ испред R_α узима ако се мотоцикл креће на успону, а $-$ ако се креће на низбрдици)

R_j - отпор инерцијалних сила

R_p - отпор приколице мотоцикла

Обзиром на расположиве обртне моменте мотора, вучну слу можемо израчунати према изразу:

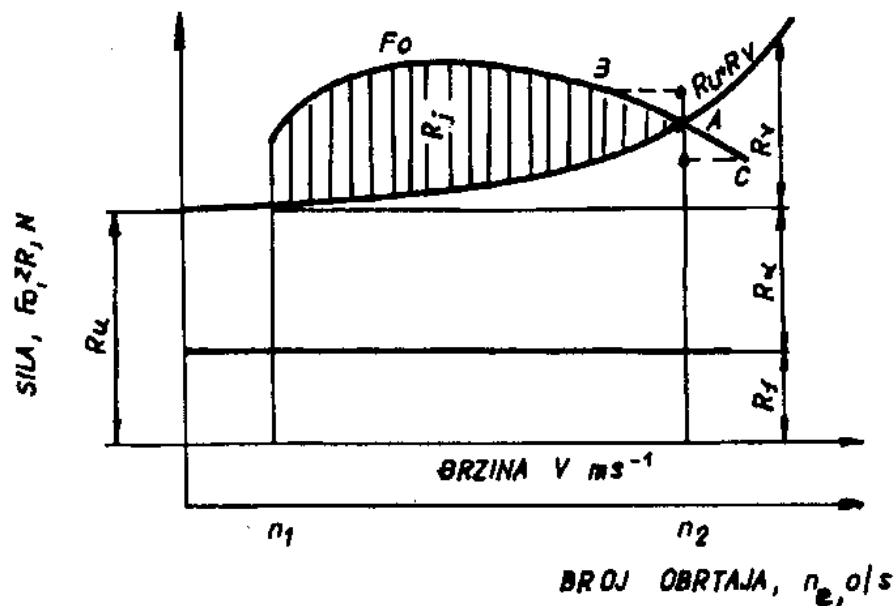
$$F_{02} = \frac{M_e i_u n_u}{r_d}$$

где су:

M_e - обртни момент мотора,

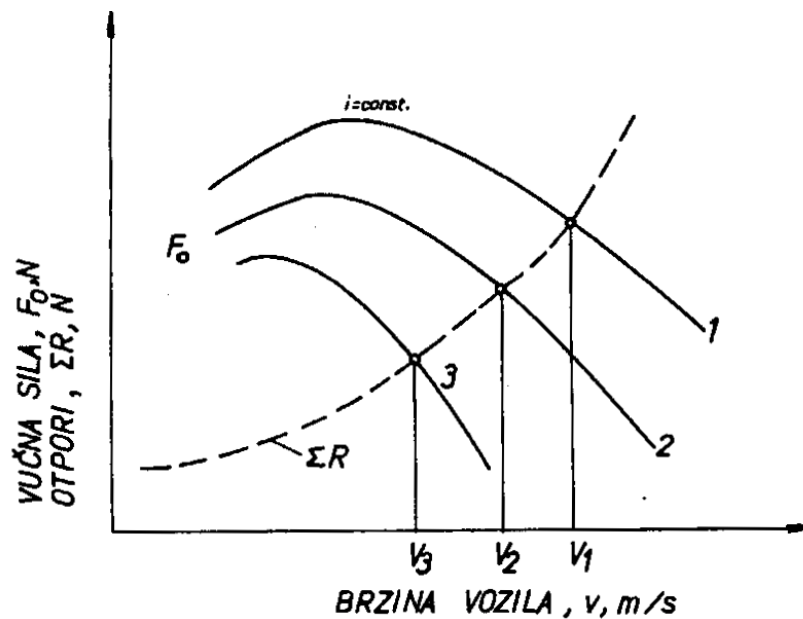
i_u - укупни преносни однос трансмисије

n_u - укупни степен искоришћења трансмисије и
 r_d - полупречник погонске точка.



Слика 51 – Вучни биланс мотоцикла у i – том степену преноса

Треба нагласити да је максимална вредност силе F_{02} ограничена силом пријањања.



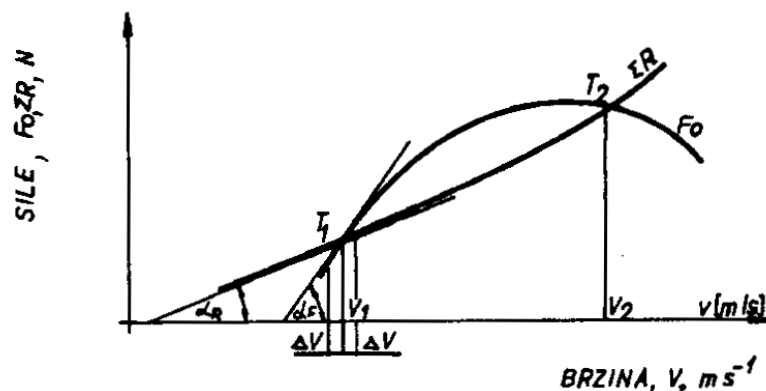
Слика 40 – Рад мотора у спољашњим и парцијалним брзинским карактеристикама

Да би ближе објаснили однос: возач-мотор-мотоцикл-пут на слици 40, приказаћемо криве вучних сила које су израчунате за један изабрани преносни однос у мењачу, а за спољашње и парцијалне брзинске карактеристике мотора.

Ако предпоставимо да се мотоцикл креће по путу чији су отпори познати. Са слике је очигледно да се мотоцикл при максималном доводу горива кретати брзином v_1 , ако возач жели да вози брзином v_2 онда мора користити парцијалну криву снаге која је означена бројем 2 итд. [6]

5.3. Стабилност рада система: мотор – мотоцикла

Предходно смо напоменули о уравнотежењу активних сила које потичу од мотора и отпора котрљања, а да би смо овај појам ближе објаснили посматраћемо слику 41.



Слика 41 – Стабилност система мотор - мотоцикл

Крива отпора кретања мотоцикла у неком константном степену преноса сече криву вучне силе која је израчуната на основу спољашње брзинске карактеристике или кривих парцијалних брзинских карактеристика у два тачка T_1 и T_2 . Одговарајуће константне брзине су v_1 и v_2 . Анализу радимо на следећи начин.

Предпоставимо да се крећемо брзином v_1 , па је из неког разлога (нпр. неповољни услови пута) дошло до смањења брзине кретања мотоцикла за Δv . Због тога су отпори већи од вучне силе, мотоцикл се успорава до потпуног заустављања чиме се може преоптеретити мотор.

Замислићемо сада да се брзина тачке T_1 повећа за Δv . У том случају вучна сила је већа од отпора па се возило креће убрзано до тачке T_2 . Ако сада поновимо анализу са повећањем или смањењем брзине v_2 за величину Δv можемо лако установити да ће се мотоцикл увек вратити у тачку T_2 . Због тога тачку T_1 називамо тачком нестабилног, а тачку T_2 тачком стабилног рада посматраног система мотор – мотоцикл. [6]

Појам стабилности можемо дефинисати и аналитички:

- за тачку T_1 : $\operatorname{tg} \alpha_R < \operatorname{tg} \alpha_F$
- за тачку T_2 : $\operatorname{tg} \alpha_R > \alpha_F$

Предходна разматрања можемо упростити на следећи начин:

Ако случајно, произвољно мало, одступање брзине од равнотежног положаја проузрокује појаву слободне вучне силе ($F_0 - \sum R$) која тежи да повећа или смањи брзину кретања мотоцикла без поновног успостављања равнотежног стања кажемо да је при тој брзини систем мотор – мотоцикл нестабилан. Уколико се мотоцикл поново врати у првобитну тачку, онда за ту тачку кажемо да је стабилна.

Очигледно је да се због избегавања преоптерећења мотора избор параметра трансмисије мора обавити тако да стварна брзина мотоцикла увек мора бити већа од брзине v_1 .

5.4. Динамичка карактеристика мотоцикла

За оцену преформанси мотоцикла вучна сила није увек најпогоднији параметар, што ћемо илустровати једним примером. Нека имамо два мотоцикла са истим карактеристикама мотора и трнсмисије, али различите тежине. Предоставимо да желимо да упоредимо њихове вучне карактеристике. Лако се може уверити да се и у овом једноставном случају јављају тешкоће, које су утолико веће уколико им се више разликују параметри отпора ваздуха. Због тога се користи величина коју називамо динамичким фактором, а која се дефинише [6]:

$$D = \frac{F_0 - R_v}{G},$$

како је:

$$F_{02} = \frac{M_e i_u \eta_u}{r_d},$$

где је:

$$v = \frac{2\pi n_e r_d}{i_u}$$

сад можемо написати:

$$D = \frac{M_e i_u \eta_u}{G r_d} - \frac{R_v}{G} = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{j}{g} \delta,$$

где су:

D - динамички фактор,

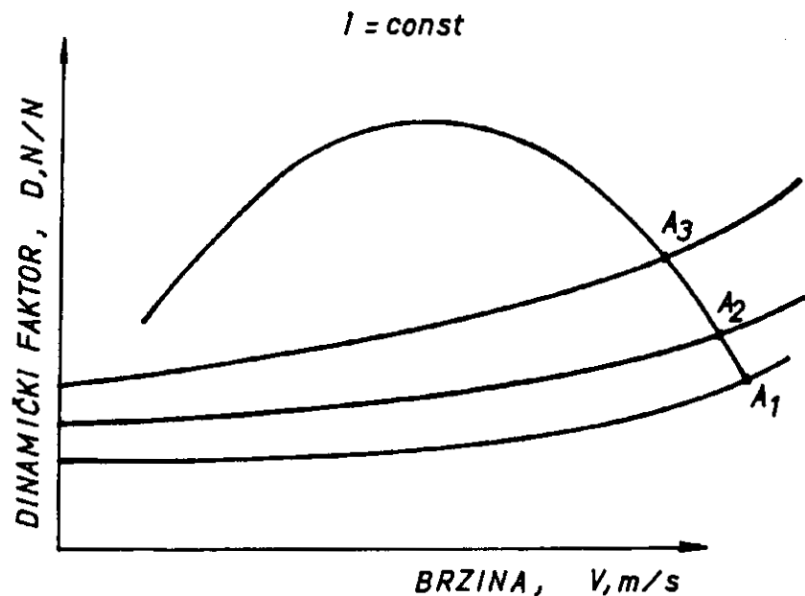
M_e - обртни момент мотора,

n_e - број обртаја коленастог вратила мотора,

i_u - укупни преносни однос трансмисије,

η_u - укупни степен искоришћења трансмисије,

G - тежина мотоцикла,
 r_d - полупречник погонског точка,
 v - брзина кретања мотоцикла.



Слика 42 – Динамички фактор мотоцикла

На слици 42 приказана је изглед криве динамичког фактора за мотоцикл са константним преносним односом у трансмисији. Са слике је очигледно да је у случају равномерног кретања мотоцикла $j = 0$ па пресек криве динамичког фактора са кривама отпора пута даје максималну брзину кретања мотоцикла за конкретне услове пута (на слици тачке A_1, A_2, A_3 итд).

5.5. Одређивање максималног успона мотоцикла

Максимални успон који мотоцикл може да савлада обзиром на расположиву слободну вучну силу можемо одредити на основу динамичког фактора. Како се максимални успон постиже у случају да нема више могућности за убрзавање ($j = 0$), једначина за динамички фактор добија облик:

$$D = f \cos \alpha + \sin \alpha$$

Предходни израз нам омогућава да израчунамо највећи угао уздужног нагиба пута који мотоцикл може у неком константном преносном односу мењача да савлада. Наиме после замене:

$$\cos^2 \alpha = 1 - \sin^2 \alpha,$$

па сређивањем добијамо:

$$\sin \alpha = \frac{D \pm \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2}$$

Имајући у виду карактер проблема и чињеница да је $1 > D > f$, израз има коначну вредност, па можемо написати:

$$\alpha = \arcsin \frac{D - f\sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2}$$

За мале углове уздужног нагиба пута ($\cos \approx 1$; $\sin \approx \alpha$) може се написати и приближна релација:

$$tg_{max} \approx D_{max} - f$$

Израчунати угао треба упоредити са оним који је добијен из услова пријањања или подужне стабилности о чему ће касније бити речи. Као меродавни угао нагиба пута који мотоцикл може савладати усваја се најмањи од три израчуната (из услова пријањања, стабилности и вуче). [6]

5.6. Израчунавање максималне брзине мотоцикла

Максималну брзину мотоцикла са механичким мењачем можемо одредити на основу:

- максималног броја обртаја мотора,
- расположиве вучне силе мотора и
- вучне силе која се може пренети на тло.

Максимална брзина израчуната на основу максималног броја обртаја мотора је:

$$v_m = \frac{2\pi n_{em} r_d}{i_u},$$

где су:

v_m - максимална брзина мотоцикла,

n_{em} - максимални број обртаја мотора,

r_d - полупречник погонског точка, а

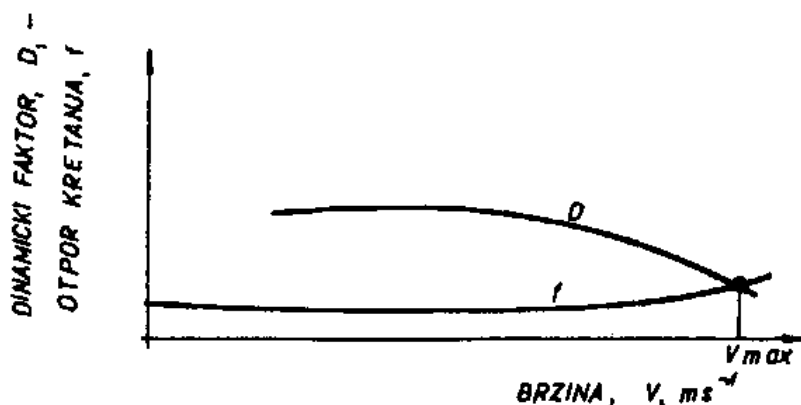
i_u - укупни преносно однос трансмисије.

Максималну брзину можемо одредити графоаналитички, обзиром на обртни момент мотора. Наиме, максимална брзина се постиже на хоризонталном путу, па динамички фактор добија облик: $D = f$, а поступак ће бити илустрован на слици 43. [6]

Најреалнија вредност максималне брзине мотоцикла добија се експерименталним путем, испитивањем на асфалтно-бетонском праволинијском хоризонталном путу. Након убрзавања мотоцикла до постизања максималне брзине, мерењем времена које је потребно да мотоцикл пређе пут од једног километра, можемо израчунати максималну брзину:

$$V_m = \frac{1000}{t}$$

Као меродавну треба усвојити најмању вредност максималне брзине.



Слика 43 – Графоаналитички поступак за одређивање максималне брзине мотоцикла

5.7. Израчунавање убрзања мотоцикла

За израчунавање убрзања које мотоцикл може остварити можемо израчунати користећи динамички фактор, одн:

$$j = (D - f \cos \alpha - \sin \alpha) \frac{g}{\delta}$$

Овај израз омогућава израчунавање убрзања мотоцикла при његовом кретању на путу са уздужним нагибом. Како се максимална убрзања постижу на хоризонталном путу (кретање на низбрдици нису од интереса за анализу), максимална убрзања која се огу постићи у неком од степена преноса даје израз:

$$j = (D_m - f) \frac{g}{\delta}$$

5.8. Одређивање времена и пута убрзања мотоцикла

Динамичност вожње (возивост – живост) мотоцикла се често оцењује на основу времена и пута убрзања, јер је очигледно да је мотоцикл који повећа брзину са v_1 на v_2 за краће време или при томе пређе краће пут динамичнији – живљи и са аспекта безбедности саобраћаја пожељнији.

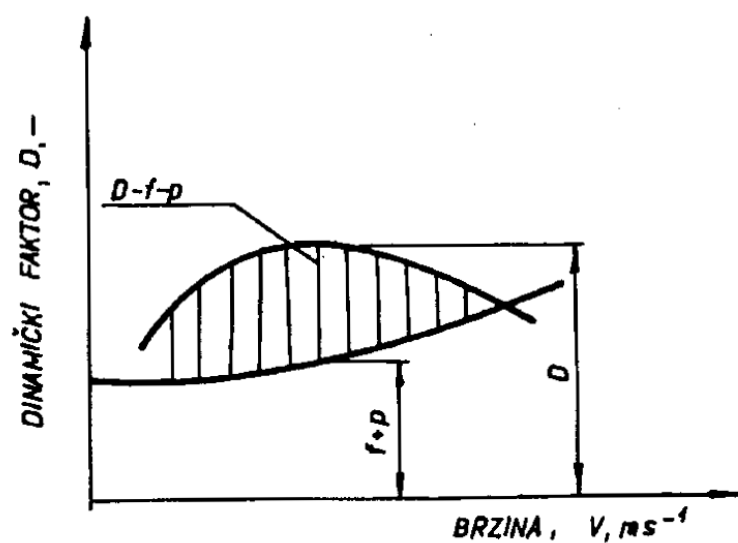
5.8.1. Време убрзавања мотоцикла

Из релације:

$$j = \frac{dv}{dt}$$

имамо:

$$dt = \frac{dv}{j}$$

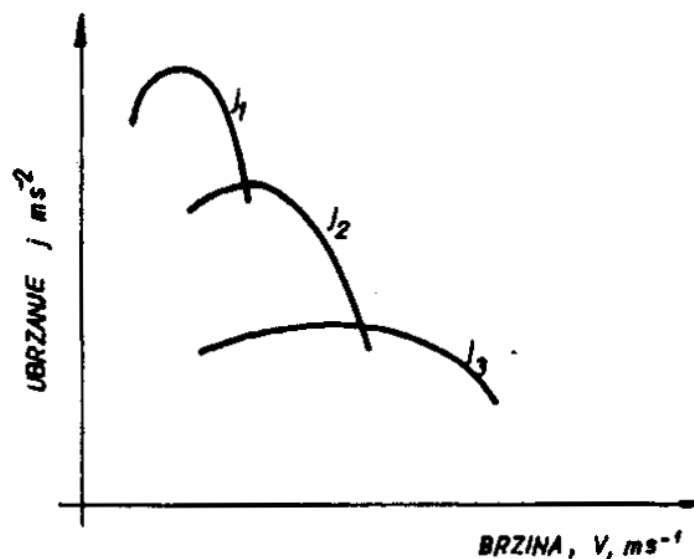


Слика 44 – Графоаналитичко убрзавање мотоцикла

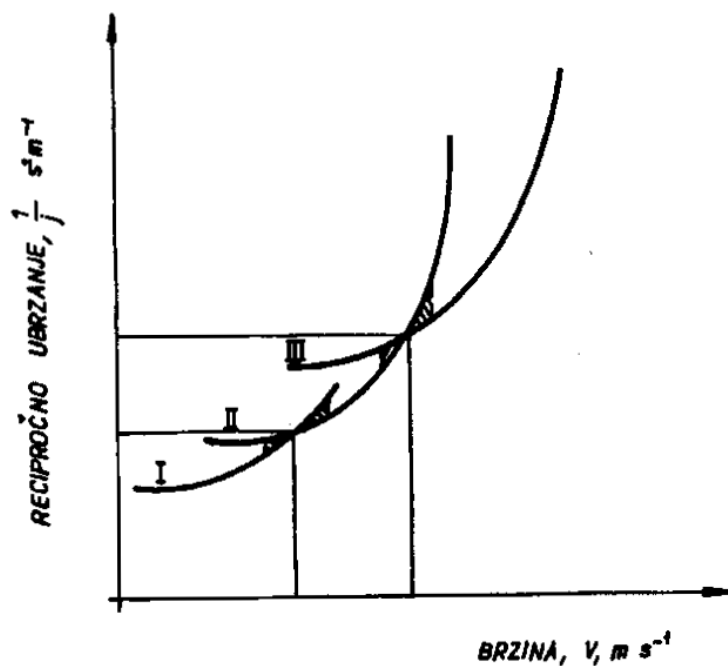
Интеграцијом израза добијамо:

$$t = \int_0^t dt = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{t}$$

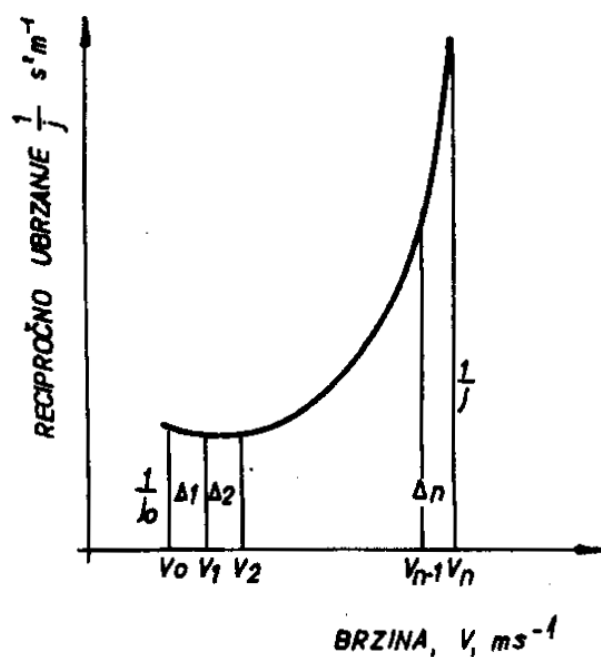
Како не располажемо аналитичким изразом $j = j(v)$, интеграција се најчешће врши графички. Полази се од слике 45 на основу које се нацртају реципрочне вредности убрзања у функцији од брзине кретања мотоцикла на слици 46. [6]



Слика 45 – Убрзање мотоцикла са тростепеним мењачем



Слика 46 – Вредности реципрочних убрзања мотоцикла



Слика 47 – Поступак графичког одређивања времена убрзавања мотоцикла

Израчунавањем површине испод криве $\frac{1}{j}(v)$ можемо написати израз за време убрзавања мотоцикла у интервалу брзине v_1 и v_2 .

$$t_n = \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_n}{ab},$$

где су:

a - размера цртања убрзања

b - размера цртања брзине мотоцикла.

Наношењем појединих времена у функцији брзине кретања мотоцикла може се нацртати дијаграм на слици која ће бити приказана на слици 48. [6]

5.8.2. Пут убрзавања мотоцикла

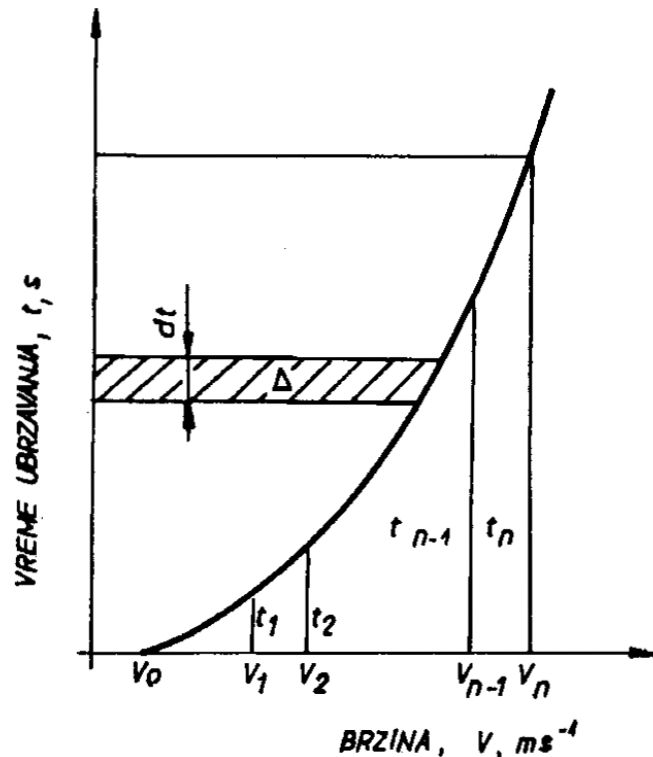
Полази се од релације:

$$v = \frac{dS}{dt},$$

затим решавањем једначине по S и интеграцијом добијамо:

$$S = \int_0^S dS = \int_{t_1}^{t_2} v dt$$

Из истих разлога као и у предходном случају, интеграцију морамо обавити графички.



Слика 48 – Време убрзавања у функцији брзине мотоцикла

Користећи криву са слике 48, а после увођења одговарајућих размера за време и брзину мотоцикла, можемо написати:

$$S_n = \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_n}{ac}$$

где су:

a - размера за брзину, а

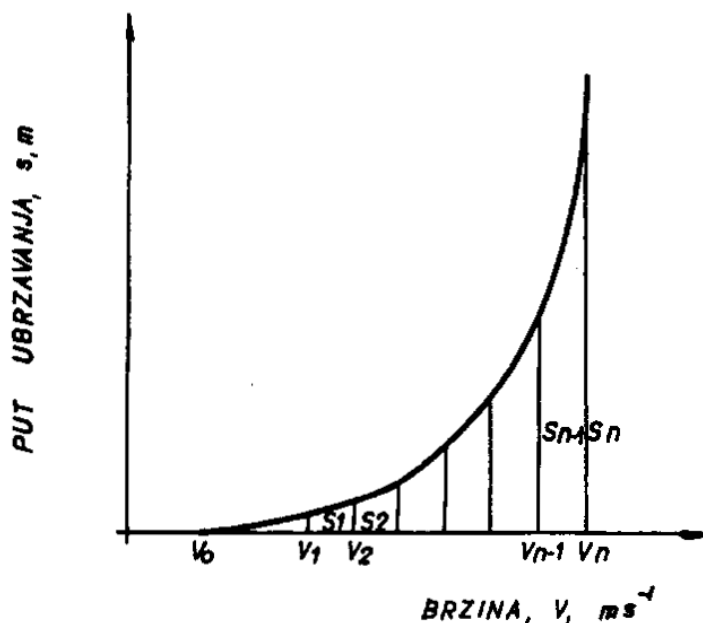
c - размера за време

На основу предходног израза можемо нацртати дијаграм пређеног пута убрзања у функцији брзине мотоцикла као што то илуструје слика 49. [6]

5.9. Биланс снаге при праволинијском кретању мотоцикла

Потребна вучна сила за остваривање убрзаног кретања, без проклизавања мотоцикла у најопштијем случају дата је изразом:

$$F_{02} = R_f + R_v + R_\alpha + R_j$$



Слика 49 – Зависност пута убрзавања од брзине мотоцикла

Множењем предходне једначине брзином v добијамо једнакост снага:

$$P_{02} = P_f + P_v + P_\alpha + P_j$$

где су:

P_{02} – снага на погонском точку,

P_f – потребна снага за савлађивање отпора котрљања,

P_v – потребна снага за савлађивање отпора ваздуха,

P_α – потребна снага за савлађивање отпора нагиба пута,

P_j – потребна снага за савлађивање отпора инерцијалних сила.

Њихове величине изражене у kW дате су изразом:

$$P_f = \frac{Gfvcos\alpha}{1000}$$

$$P_v = \frac{KAv^3}{1000}$$

$$P_\alpha = \frac{Gvsin\alpha}{1000}$$

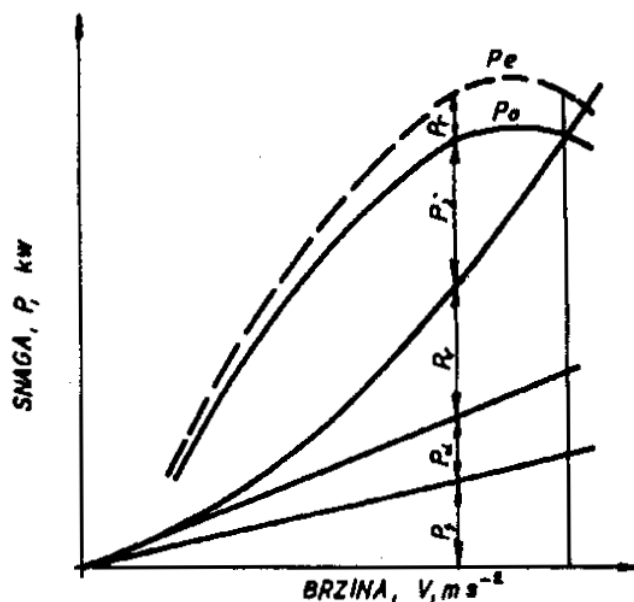
$$P_j = \frac{G}{g}j\frac{v}{1000}$$

где су силе изражене у N, а брзине у m/s.

Снагу на погонском точку можемо израчунати на основу познате снаге мотора P_e и укупног степена искоришћења трансмисије η_u :

$$P_{02} = P_e \eta_u$$

Занемаривањем снаге која се троши на проклизавање погонског точка мотоцикла, биланс снаге у неком степену преноса у мењачу приказан је на слици 50. [6]



Слика 50 – Биланс снаге мотоцикла

При пројектовању мотоцикла снага мотора, најчешће није унапред позната па је морамо израчунати, а у складу са жељеним карактеристикама мотоцикла.

У пракси максимална снага мотора се одређује из услова постизања максималне брзине при праволинијском кретању по асфлатно – бетонском тлу уз занемаривање губитка снаге услед проклизавања.

На основу тога можемо написати израз за потребну снагу на погонском точку мотоцикла:

$$P_{02m} = P_f + P_v,$$

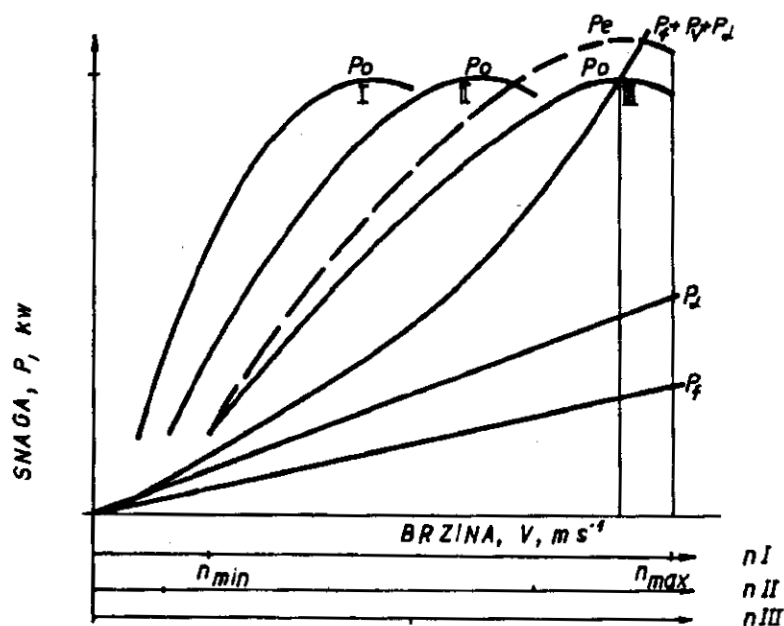
$$P_{02m} = \frac{KAv_m^3}{1000} + \frac{Gfv_m}{1000},$$

где је:

v_m - максимална брзина мотоцикла.

На основу потребне снаге за постизање максималне брзине на погонском точку, губитка у трансмисији и степена искоришћења трансмисије η_u , израчунавамо потребну снагу мотора према изразу:

$$P_{vm} = \frac{P_{02m}}{\eta_u}$$



Слика 51 – Биланс снаге мотоцикла са тростепеним мењачем

На основу потребне снаге мотора за постизање максималне брзине мотоцикла, и чињеница да се односи бројева обртаја при максималној брзини и максималној снази налазе у границама: 1,05 – 1,20, можемо приближно израчунати максималну снагу мотора користећи Лидерманов образац:

$$P_{em} = \frac{P_{vm}}{ax + bx^2 - cx^3},$$

Где смо са x означили n_v/n_p , а коефицијенти a , b и c су обично једнаки јединици.

На основу максималне снаге која према стандардима подразумева са су на мотору постављени сви потребни уређаји, приступа се избору или пројектовању мотора. При томе се, на основу сличности са већ изведеним решењима усваја n_p или на основу максималне брзине мотоцикла и параметра трансмисије израчуна n_v , а из познатог односа n_v/n_p израчунава n_p тако да се спољашња брзинска карактеристика мотора може добити у облику:

$$P_e = P_{em}(ax + bx^2 - cx^3)$$

5.10. Одређивање степена преноса у механичкој трансмисији мотоцикла

Преносни односи у трансмисији имају велики утицај на перформансе мотоцикла. Полазни захтеви при пројектовању мотоцикла, и основи су следећи:

- савлађивање максималног успона,
- велика максимална брзина,
- савлађивање одговарајућих укупних отпора кретања одговарајућим брзинама,
- мала потрошња горива и сл.

Напомињемо да се под појмом трансмисије подразумева редукција у мењачу и систему ланчаници – ланац (или погонско вратило зупчаник). [6]

5.10.1. Одређивање „дијапазона“ преноса механичке трансмисије

Дијапазон преноса механичке трансмисије дефинише се као однос максималне брзине у највишем степену преноса и максималне брзине и у I степену преноса (за исти број обртаја), тј:

$$d = \frac{v_{max}}{v_I} = \frac{i_{mI}}{i_{mmax}}$$

За израчунавање величине d потребно је одредити брзину у првом степену преноса, јер је максимална брзина мотоцикла обично унапред позната. У недостатку других података, препоручује се да се на основу сличних – аналогних мотоцикала усвоји брзина v_I .

У првом степену преноса савлађује се највећи отпори пута, па се израз за потребну вучну силу (узимајући у обзир да она не може бити већа од силе пријањања коју изражавамо преко статичког оптерећења задњег точка, коефицијент прерсподеле тежине и коефицијета пријањања) може написати у облику:

$$F_I = (f \cos \alpha_m + \sin \alpha_m) G \leq m_2 G_2 \varphi$$

Како је максимални успон (α_m) који мотоцикл мора да савлада обично унапред познат, може се дефинисати специфична вучна сила као однос вучне силе и тежине мотоцикла:

$$p_m = f \cos \alpha_m + \sin \alpha_m$$

На основу предходно реченог, имамо:

$$p_m = \frac{p_{mvI} G_{vI}}{1000 \eta_{vI}} = \frac{p_{mv \max} G_{v \max}}{1000 \eta_{v \max}},$$

где су:

p_{mvI} и $p_{mv \max}$ – специфичне силе у најнижем и највишем степену преноса мењача,

η_{vI} и $\eta_{v \max}$ – коефицијент искоришћења трансмисије мотоцикла при брзинама v_I и $v_{\max}$.

Коначни, распон трансмисије дат је изразом:

$$d = \frac{p_{mI} - \eta_{v \max}}{p_{m \max} \eta_{vI}}$$

У недостатку других података, препоручује се да се величина p_{mI} и $p_{m \max}$ усвоје на бази сличних – аналогних мотоцикала.

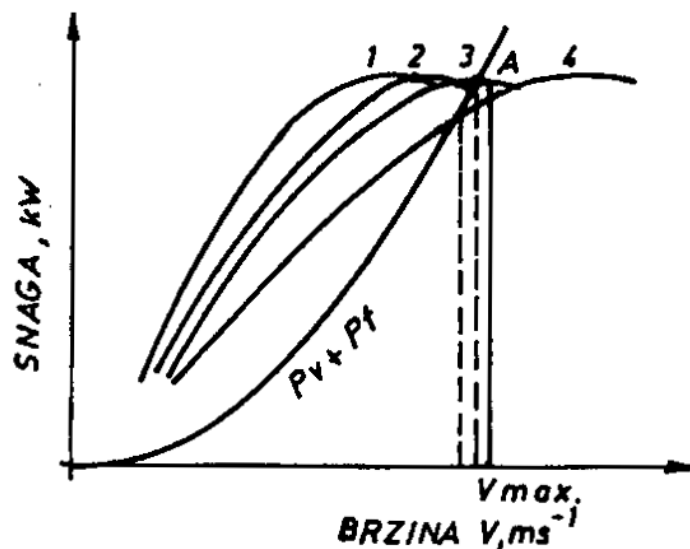
На крају, треба напоменути да се ова анализа мора извршити за сваки непројектовани мотоцикл.

5.10.2. Избор преносног односа у главном преноснику

Преносни однос главног преносника (лачаници – ланац или вретило – конусни зупчаник) утиче на перформансе мотоцикла. Утицај преносног односа у мењачу, у току анализе, се може избећи тиме што се усваја да је једнака јединици. Да би се илустровали избор најповољнијег преносног односа у главном преноснику извршићемо анализу слободне снаге на погонском тачку мотоцикла у функцији i_0 , као што је приказано на слици 52.

У том циљу нацртаћемо криву снаге на погонском тачку у зависности од преносних односа који су означени бројевима 1, 2, 3, 4.

Са слике је очигледно да преносни однос у главном преноснику утиче и максималну брзину мотоцикла и слободну снагу на погонском тачку која се може користити за убрзање. [6]



Слика 52 – Утицај степена преноса у главном преноснику на слободну снагу

Лако се можемо уверити да најмањи преносни однос (крива 4) има најмању резервну снаге, али се остварује уз мању потрошњу горива, јер мотор, претежно ради на нижим бројевима обртаја. Незнатно повећање преносног односа i_0 (крива 3) доводи до повећања максималне брзине, али и потрошње горива, уз повећану слободну снагу. Ово нам омогућава да незнатно одступимо од добијеног преносног односа i_0 уколико желимо да постигнемо да мотоцикл буде динамичнији.

На основу познате максималне брзине можемо израчунати преносни однос i_0 :

$$i_0 = \frac{2\pi n_v r_f}{v_m},$$

где су:

n_v - број обртаја мотора при максималној брзини мотоцикла (обично усваја да је једнак n_p или n_{max}),

r_f - кинематички полупречник погонског точка, а

v_m - максимална брзина мотоцикла.

Максимална брзина мотоцикла може се дефинисати на два начина:

- на основу унапред захтеване вредности, или
- израчунати из вучног биланса, користећи формулу Кардана:

$$v_m = 3 \sqrt{-\frac{b}{2} + \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{3}\right)^3}} + 3 \sqrt{-\frac{b}{2} - \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{3}\right)^3}},$$

где су:

$$a = \frac{Gf}{KA} \quad \text{и} \quad b = 1000 \frac{\eta_u P_m}{KA},$$

при чему ознаке G , A , K , P_m и η_u имају уобичајна значења.

Повећање преносног односа i_0 је корисно само до одређене границе, јер утиче на повећање броја ходова клипа мотора што за собом повлачи и веће хабање које је штетно за мотор. Због тога се као орјентациони параметар користи број обртаја коленастог вратила мотора на једном пређеном километру пута, који можемо израчунати на основу следеће релације:

$$\sum n = 1000 \frac{i_0}{2\pi r_f}$$

при чему овај број обртаја треба упоредити са оним код аналогних мотоцикала.

5.10.3. Избор броја степени преноса у механичкој трансмисији

Постоји више поступака за избор степени преноса у механичкој трансмисији.

Предпоставићемо да нам унапред није познат број преносних односа у механичкој трансмисији, а циљ нам је да максимално искористимо снагу мотора у што ширем интервалу брзина мотоцикла.

На основу слике 52, коефицијент искоришћења снаге дефинише се као однос збира површина правоугаоника (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 идеалне хиперболе снаге у читавом интервалу брзина, одн:

$$k = \frac{A_i}{A_m},$$

где су:

$$A_i = \sum_1^m (v_{imax} - v_{imin}) F_i; \quad v_{imax} = v_i - 1 \text{ min},$$

$$A_m = \int_{v_l}^{v_{max}} F_{id} dv$$

Имајући у виду да све крајње тачке вучних сила припадају кривој идеалне хиперболе вуче, важи релација:

$$v_i F_i = \text{const.} = c,$$

после сређивања можемо написати:

$$A_i = (m - 1) \left(c - \frac{c}{q} \right) \quad A_m = c \ln d,$$

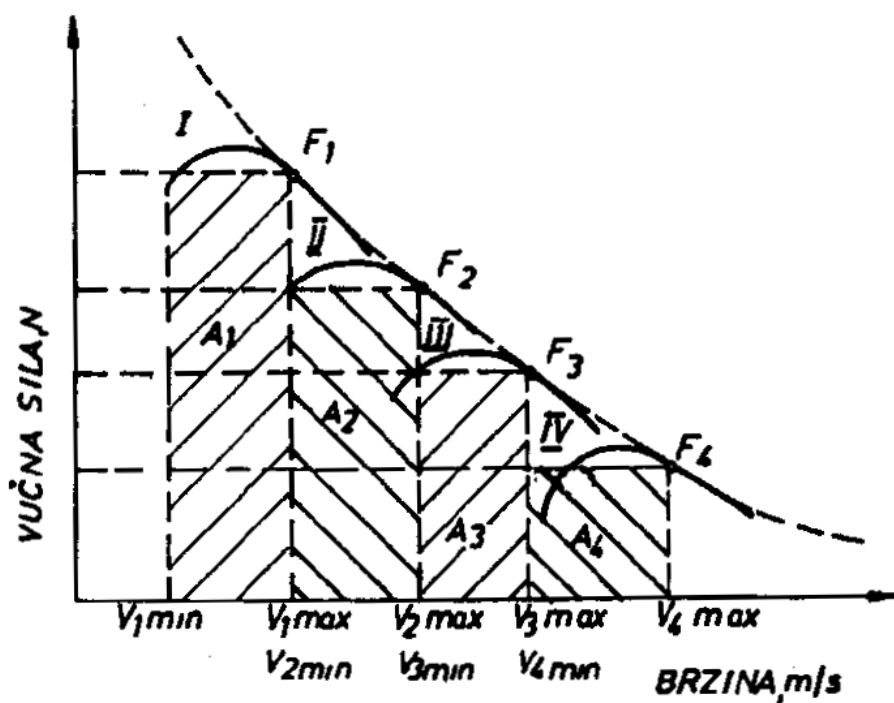
где су:

$$d = \frac{v_{max}}{v_I}, \quad q = {}^{m-1}\sqrt{d}$$

На основу предходних релација, добијамо коначан израз за коефицијент искоришћења снаге мотора у облику:

$$k = \frac{(m-1)(q-1)}{q \ln d}.$$

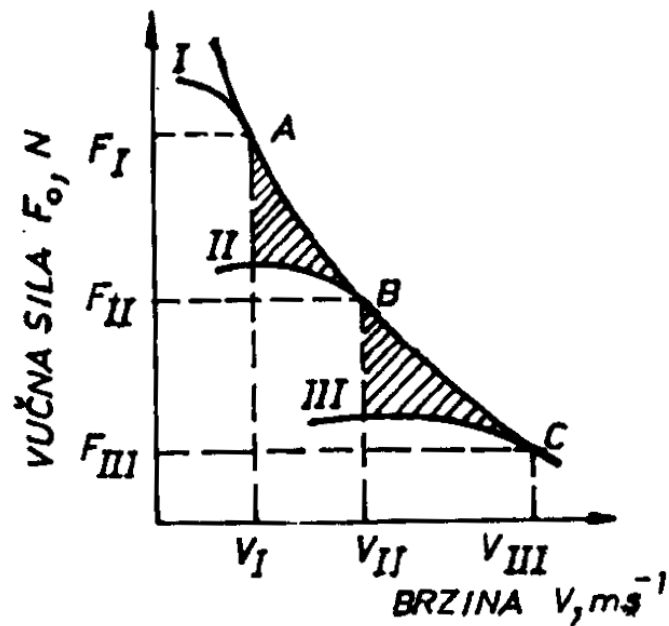
Досадашње анализе су показале да се после одређене вредности за m величина k више не увећава, па није целисходно усвајати већи број степени преноса. У пракси обично број степени преноса m код мопеда износи 3, а код већих мотоцикала 5 – 6.



Слика 53 – Одређивање броја степени преноса

5.10.4. Избор међустепена преноса у механичкој трансмисији

Задатак мењача је да прилагоди карактеристике мотора захтевима потребне вучне силе. На жалост, механички преносник то не може остварити у свим условима, а што је илустровано на слици 54, а за један тростепени мењач. Са слике се очигледно види да постоји разлика између идеалне хиперболе силе вуче и стварних сила, јер се само у тачкама А, В и С користи максимална снага мотора. [6]



Слика 54 – Избор међустепена преноса

5.10.4.1. Одређивање преносног односа у првом степену преноса

У првом степену преноса у мењачу одговара највећи преносни однос, односно највећа вучна сила на погонском тачку, па се у том степену преноса савлађује и највећи успон. Како при максималном успону мотоцикл нема резерве за убрзање, следи:

$$F_{2om} = G(f \cos \alpha_m + \sin \alpha_m)$$

На основу тога, преносни однос у првом степену преноса је дат изразом:

$$i_f = \frac{(f \cos \alpha_m + \sin \alpha_m) G r_d}{M_m i_0 \eta_u},$$

где су:

α_m - угао максималног нагиба,

G - тежина мотоцикла,

r_d - динамички полупречник погонског тачка,

M_m - максимални обртни момент мотора,

i_0 - преносни однос система ланчаници – ланац или погонско вратило – зупчаник, а

η_u - укупни степен искоришћења трансмисије.

Са друге стране, на основу силе пријањања, имамо:

$$i_l \leq \frac{m_2 G_2 \varphi r_d}{M_m i_0 \eta_u},$$

где су:

G_2 – реакција тла на погонским точковима,
 φ - коефицијент пријањања, а
 m_2 - коефицијент прерасподеле тежине.

Очигледно је да преносни однос у првом степену преноса мора истовремено задовољити оба захтева, тј:

$$\frac{(f \cos \alpha_m + \sin \alpha_m) G r_d}{M_m i_0 \eta_u} \leq i_l \leq \frac{m_2 G_2 \varphi r_d}{M_m i_0 \eta_u}.$$

5.10.4.2. Одређивање међустепена преноса

Међустепени преноса (између првог и задњег) треба да остваре максимално приближавање идеалној хиперболи вуче.

Са слике 54 је очигледно да при пројектовању мењача треба тежити да шрафирана површина има што мању величину јер се тада максимално приближавамо идеалној кривој вуче. Предпоставимо да су нам познате брзине v_I и v_{III} . Оптимизација се своди на одређивање положаја друге брзине тако да величина шрафиране површине буде најмања.

Укупна површина дефинисана правоугаоником је:

$$A = (v_{II} - v_I) F_{II} + (v_{III} - v_{II}) F_{III}.$$

Крива идеалне снаге је дата изразом:

$$P_{0id} = \frac{F_{II} v_{II}}{1000 \eta_u} = \frac{F_{III} v_{III}}{1000 \eta_u},$$

одакле следи релација:

$$F_{II} v_{II} = F_{III} v_{III} = \text{const.} = c.$$

На основу предходног израза можемо израчунати површину дату правоугаоником:

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

Како је шрафирана површина најмања када је површина дата правоугаоником највећа после диференцирања A по v_{II} и изједначавања првог извода са нулом, добијамо:

$$v_{II} = \sqrt{v_I v_{III}}$$

Поред тога можемо написати и :

$$\frac{v_{II}}{v_I} = \frac{v_{III}}{v_{II}} = \sqrt[m]{d} = const ,$$

одакле следи:

$$v_m = v_I q^{m-1}$$

Количина геометријске прогресије дата је изразом:

$$q = \sqrt[m-1]{d} .$$

На основу предходне анализе, може се закључити да је снага мотора најбоље искоришћена ако су степени преноса распоређени по геометријској прогресији. На жалост, ова прогресија има недостатак који се испољава у томе што се при мањој промени отпора кретања у вишим степенима преноса јављају веће промене брзина, а што се негативно одражава на средњу експлоатациону брзину мотоцикла. Због тога се степени међупреноса у механичкој трансмисији одређују и из других услова:

- коефицијента искоришћења снаге,
- максималног искоришћења снаге мотора при променљивим отпорима кретања,
- стабилности рада мотора,
- максималних перформанси мотоцикла у неким од степена преноса,
- максималног искоришћења снаге у области економичног рада мотора и др.

Како су ти поступци познати из поменуте литературе, о њима овде више неће бити речи.

На основу дефинисаних параметара мотора (снага, обртни момент, бројеви обртаја), броја и преносних односа у мењачу и експлоатационих захтева треба изабрати неки од постојећих или приступити пројектовању новог мењача.

На крају напомињемо да се у САД за оцену параметара изабране трансмисије теретних возила користи појам „коефицијента стартности“ (Startbility) који се дефинише:

$$s_t = \frac{M_{800} i_u n_{t1}}{10,7 m_u} ,$$

где су:

M_{800} - момент мотора при 800 o/min u lb-ft,

i_u - укупни преносни однос трансмисије,

n_{t1} - број обртаја точка на једну миљу пута, а

m_u - маса возила.

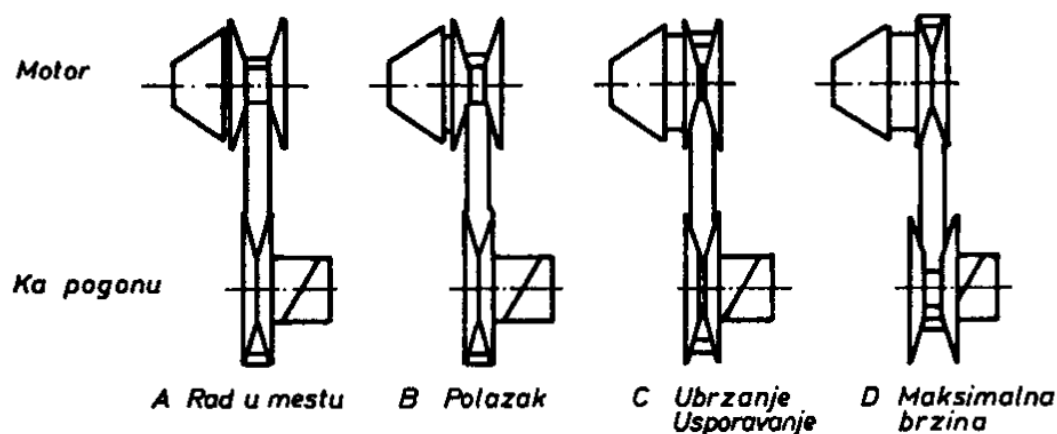
Оцењује се целисходно да се овај коефицијент уведе и за оцену ефикативности трансмисије мотоцикла, при чему би се на основу одговарајућих испитивања аналогних мотоцикала утврдиле препоруке. [6]

5.10.4.3. Избор параметара континуалних преносника снаге

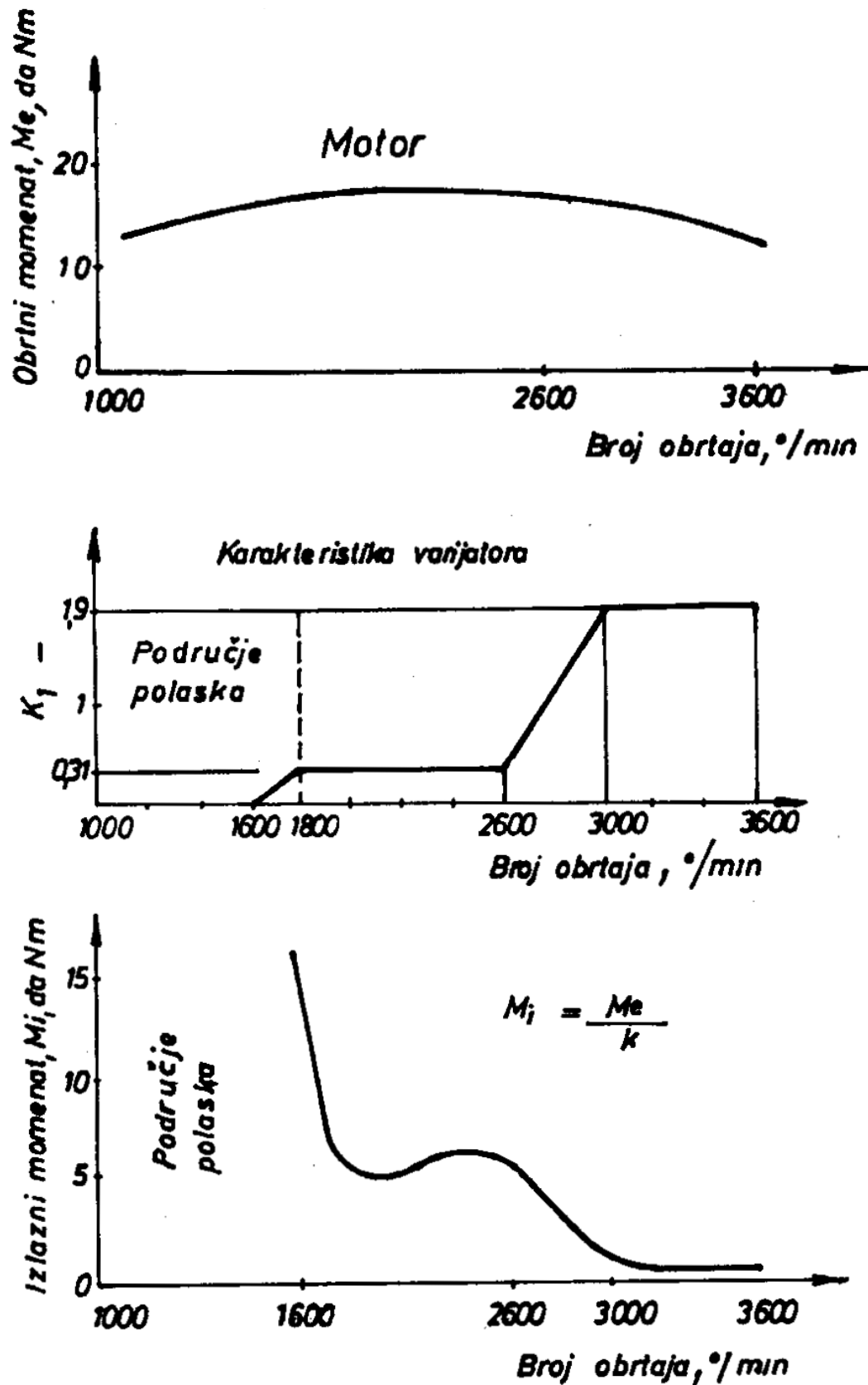
Код мотоцикала све ширу примену налазе варијатори са ременовима. Њихова особина је да континуално мењају преносни однос, у зависности од оптерећења и жеље возача (положај рамена, а тиме и преносног односа је у механичкој вези са педалом гаса).

Ради илустрације, на слици 55, дата је принципијална шема и карактеристика једног варијатора. На слици је са А означен положај када мотор мотоцикла ради у месту (празан ход), В полазак из места, С убрзање или успорење мотоцикла и D положај варијатора при максималној брзини.

На основу познате карактеристике варијатора која је приказана на истој слици и обртног момента и броја обртаја, лако се може одредити излазни момент из варијатора, као што је илустровано сликом 56, па се поступци израчунавања перформанси свде на раније описане. [6]



Слика 55 – Илустрација карактеристика варијатора [6]



Слика 56 – Поступак дефинисања излазног момента из варијатора [6]

6. Трендови развоја и савремена решења система за пренос снаге код мотоцикла

Код већине савремених мотоцикала, погонски агрегат је четворотактни ото мотор. Двотактни мотори веће кубикаже се користе веома ретко, због тога што не испуњавају норме буке и издувних гасова (поготово у Европи).

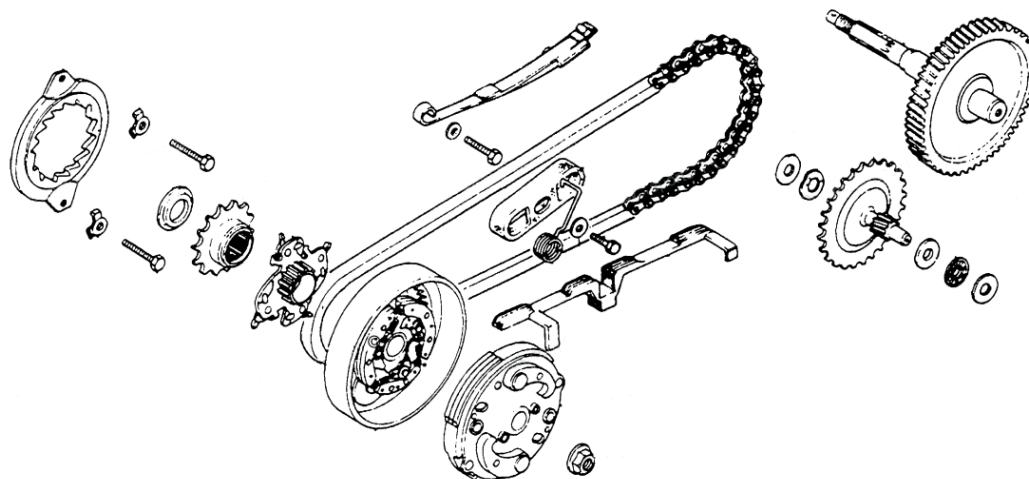
Обично су то једноцилиндрични или тро-, четворо- и више-цилиндрични мотори. Постоје неки модели мотора који се ретко користе - то су углавном вишецилиндрични мотори, веће кубикаже. Неки од тих мотора су модели *Kawasaki*-а и *Benelli*-а са шест цилиндара, и већ поменути *Boss Hoss* модели са осам цилиндара у V. Такође неубичајни су и мотоцикли који имају уграђен Wankel мотор (нпр. *Herkules K2000*, *Suzuki RE5*, *Norton TT* и *Van Veen*). Не треба заборавити да су постојали и други концепти мотоцикла, нпр. са турбинсим погоном (нпр. *Y2K Turbine Superbike*) на водоник, соларни мотори, хибридни итд, али нису могли бити постављени у конструктивно изводљиви рам тако да се од тога за сада одустало. [8]

У већини случајева код савремених мотоцикла се снага мотора на задњи точак преноси путем ланца, а поред тога постоје и друге алтернативе као што су карданска осовина, гумени зупчасти ремен. Данас се све чешће користи аутоматски тип мењача. Код спорских мотоцикала се у већини случајева употребљава систем ланац-ланчаник за пренос погона на задњи точак. На мотоцикла је погон углавном на задњем точку, али свакако треба нагласити да на тржишту постоје модели фирме Rokon, код кога се оба точка погоне ланцем, задњи перманентно.

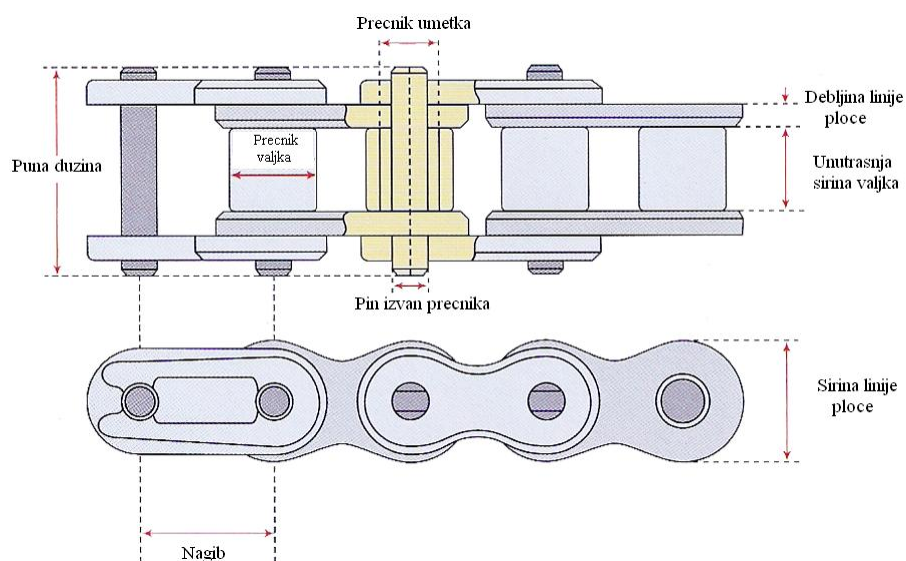
У наставку рада биће објашњени сви коришћени типови система за пренос снаге на савременим мотоциклима.

6.1. Пренос снаге преко ланчаног пара (ланац – ланчаник)

Ланац – ланчаник је најчешћи коришћени механизам за пренос снаге. То је најекономичнији начин преноса снаге на задњи точак. Овај систем обухвата ланац и два ланчаника, један монтиран на излазном вратилу мотора и један на задњем тичку (слика 57). Ови ланчаници су повезани путем ланца, тако да кад се мањи ланчаник на излазу окреће, снага се преноси дуж ланца до задњег већег ланчаника, који затим покреће задњи точак. Овај систем има широку примену јер је јефтин и ефикасан. У односу на друге системе, систем ланац – ланчаник брже преносе снагу. [9] Овакав систем захтева одржавање, подмазивање и периодичну замену, што им може бити мана. На слици 58 приказано је конструктивно извођење система ланац – ланчаник.



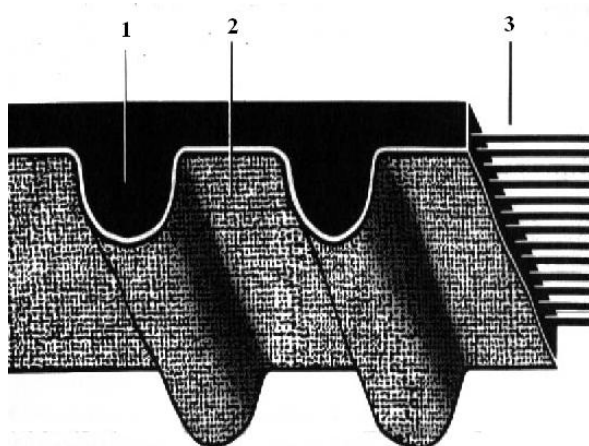
Слика 57 – Основи делови механизма ланчаног пара (ланац – ланчаник)



Слика 58 – Конструктивна извођења система ланац - ланчаник

6.2. Пренос снаге преко гуменог зупчастог ремена (каишни преносници)

Пренос снаге преко каишног преносника се најчешће виђа код скутера. Овај механизам ради на истом принципу као и систем са ланчаним паром. Преношење обртног момента врши се захватањем зубаца каиша са назубљеним каишником. Одстрањено је еластично клизање и тако избегнута потреба за великом силом притезања каиша. Маса каиша по јединици дужине није велика па су допуштене велике обимне брзине. Каишни преносник је бољи у односу на ланчани пар због тога што овде нема потребе за подмазивањем и чишћењем. Ови преносници морају да задовоље и одговарајуће карактеристике: поузданост у раду, могућност преношења великих оптерећења, смањене вибрације и тих рад, једноставност монтаже и одржавање, велики степен искоришћења, дуг век трајања. Посебно развијен *BMW* гумени зупчасти каиш сем што је екстремно тих, такође је изузетно издржљив, захваљујући јачању арамидних влакана. Слика 59 представља конструкцијска извођења каиша, а слика 60 приказује неке типове мотоцикала са каишним преносницима. [9]



Слика 59– Конструкција каиша

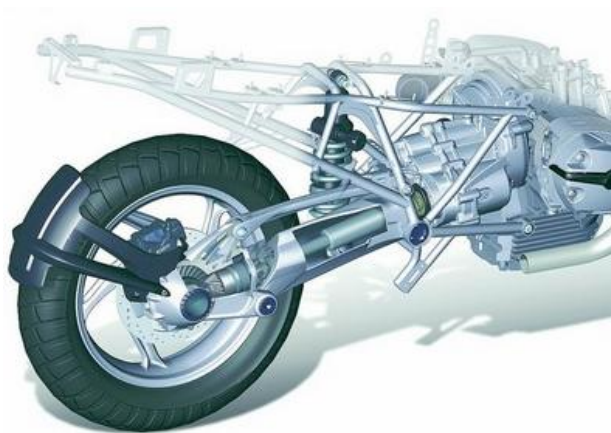
- 1** – омотач каиша израђен је од поликлоропрена (еластомерно једињење отпорно на висока оптерећења, пружа добру заштиту од спољашње средине)
- 2** – додирне површине (полиамидна тканина делимично отпорна на абразију са ниским коефицијентом трења, обезбеђује велику чврстоћу зубаца)
- 3** – страклена влакна (обезбеђују добру заштиту од истезања каиша и велику затезну чврстоћу)



Слика 60 – Мотоцикли који користе гумени зупчасти ремен као преносник снаге

6.3. Пренос снаге системом вратило – зупчаник

Овај систем је потпуно затворен, тј налази се у металном кућишту које споља изгледа као цев која долази са бочне стране од трансмисије, до бочног поклопца задњег точка. Овај систем преноси снагу на задњи точак путем погонске осовине (слика 61). Вратило – зупчаник је популаран систем јер практично не захтева никакво одржавање у односу на ланац – ланчаник. Такође је добар у условима повишене буке и када се возило креће по блатњавом или сличном тлу. Два главна недостатка овог система су тежина и цена. Слика 62 представља неке моделе који користе овај систем за пренос снаге. [9]



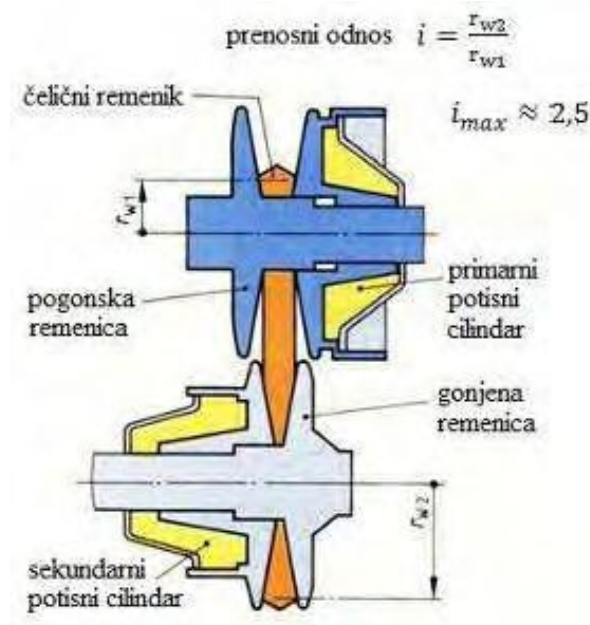
Слика 61 – Конструкцијска извођења система вратило-зупчаник



Слика 62 – Мотоцикли који користе вратило – зупчаник за пренос снаге

6.4. Континуални преносници снаге – варијатори CVT

Као што има само име каже, континуални преносници снаге (енг. *Continuously Variable Transmission - CVT*) врше промену преносног односа континуално без прекида, у целом свом опсегу. Конструкција је слична као код свих преносника, на погонској страни мењача постоји планетарни зупчаник са ламеластом спојницом за ход напред или назад и примарна погонска клинаста спојница чије су стране променљиве (слика 63). Пренос снаге примарне ременице на секундарну иде преко каиша. Померање стране ремена врши се помоћу хидрауличког цилиндра, постоје неки системи да се промена ширина страница ременице, па тиме и обим по коме се креће гумени армирани ременик остварује потпритиском из мотроа. Највиши преносни однос, који се остварује при највишим брзинама кретања има се када је каиш на примарној ременици најудаљени од центра, док тада на секундарној ременици полупречник најнижи. Код савременијих варијатора управљање се врши електронско – хидрауличким путем, при чему је командни део електронски а извршни систем хидраулички. [10]



Слика 63 – Шематски приказ остваривања промене преносног односа
(r_{w1} спољни полупречник, а r_{w2} унутрашњи полупречник)

6.5. HFT (*Human Friendly Transmission*) систем

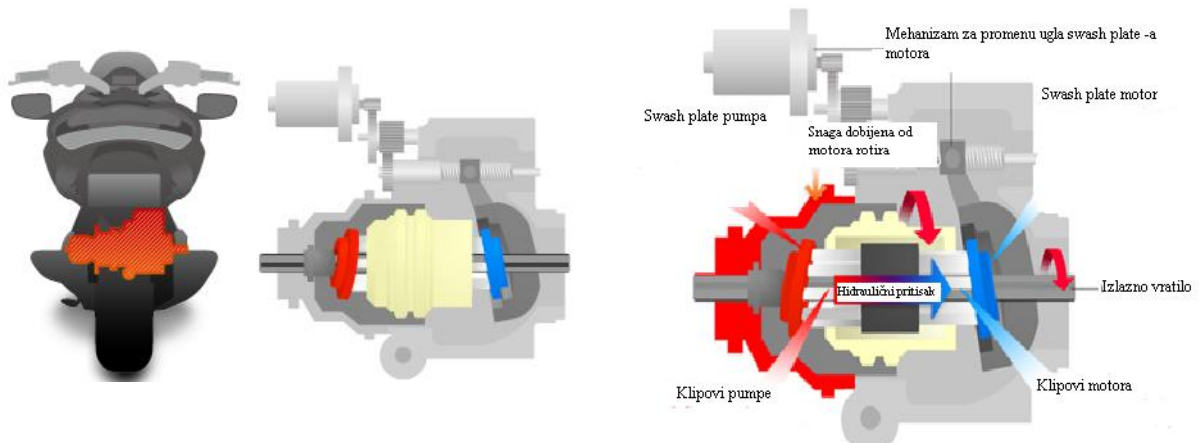
HFT систем трансмисије је систем који се налази у власништу фирме *Honda*, која је и творац овог система. Спада у преноснике са континуалном променом степена преноса (преносног односа) – CVT. За разлику од мануелног мењача којим управља возач притиском на папучицу, или аутоматског мењача који се користи код скутера (нпр. *Honda V-Matic*), који користи ремен (каишник) како би обезбедио континуалану промену степена преноса мењача, HFT систем користи једноставан механизам који

садржи компоненту која се зове ‘swash plate’ како би обезбедила континуалну промену степена преноса (слика 64). Промена угла ‘swash plate’ – а који се налази унутар HFT система је у директној вези са континуалном променом степена преноса мењача, као код скутера. [11]



Слика 64 – Конструктивна извођења аутоматске трансмисије и HFT - а

Две главне компоненте HFT система су пумпа и мотор. Пумпа претвара снагу добијену од мотора у хидраулични притисак, који на тај начин покреће мотор који ротира излазно вратило. Користи се на моделима [Honda DN-01](#) и [EVO6](#). HFT има једноставан, компактан дизајн који се лако монтира директно испод мотора (слика 65). [12]



Слика 65 – Делови HFT система

Осим Honde, овакав тип трансмисије је примењен и код друмских возила и код неких радних машина – виљушкара и сл.

6.5.1. Предности и мане аутоматске трансмисије

Економичност потрошње горива

Извршени су многи тестови са циљем упоређивања карактеристика мануелних и аутоматских мењача. Резултати показују да мануелни мењачи имају малу предност (понекад и веома пристојну) над аутоматским. Обично су бројке везане за економичност потрошње горива код мотоцикла са аутоматским мењачем нешто мање од 10%, па се зато мануелна трансмисија узима као ефикаснија. Али није увек тако – неискусни возачи не бирају увек одговарајући степен преноса мењача, тако да је у том случају потрошња горива уз примену мануелног мењача знатно већа у односу на мотоцикле са аутоматским мењачима.

Убрзавање

Генерално мануелна трансмисија има предност над аутоматском и на овом пољу. Разлог за то је што мануелни мењачи имају мању масу, имају већи избор режима вожње (брзина, степена преноса) и немају претварач обртног момента, који „једе“ одређени део укупног обртног момента. Међутим, и ово правило има своје изузетке. Нови, технолошки напредни системи трансмисије (произведени од 2006, 2007 године, па навише) су заправо много напреднији у условима убрзавања у односу на мануелне код истог модела мотоцикла. Ови системи трансмисије су у толикој мери еволуирали, да се човек просто не може мерити са овом вештачком интелигенцијом у вожњи. При томе се посебно мисли на трансмисије са двоструким спојницама. Раде по принципима 1-3-5 и 2-4-6, када се прелази у други режим кретања, већ се налазите у следећој брзини – не губи се време у преласку између брзина, у неутралну па у следећу брзину.

Цена

Аутоматски мењачи ће увек бити скупљи због великог броја технолошки напредних делова као што је претварач обртног момента, или планетарни сет зупчаника.

Поузданост

Још један битан фактор, који се такође показао боље код мануелних мењача. Разлог за то је што се аутоматски мењачи имају више делова и прецизних механизма који могу да откажу, мазива која се користе код аутоматских мењача су често прецизно предвиђена. Мануелни сет зупчаника је много једноставнији, може се користити углавном било које средство за подмазивање.

Услови вожње (саобраћаја)

Мануелна трансмисија има предност у вожњи на отвореном путу, али када се ради о градским условима вожње аутоматска трансмисија има огромну предност. Приликом вожње у градским условима мора се често стајати/кретати, мењати брзина – све је то веома заморно, а код аутоматске трансмисије је човеку у великој мери олакшано. [12]

Предности аутоматске трансмисије	Мане аутоматске трансмисије
Лак за употребу и одличан за возаче почетнике; Удобна вожња у свим условима саобраћаја; Брже заустављање, односно успоравање због аутоматског преласка у нижи степен преноса;	Висока цена мотоцикла и одржавања; Мањи степен контроле него код мануелне трансмисије; Мања поузданост; Већа потрошња горива;

Унапређени системи трансмисије у задњем делу мотоцикла обезбеђују боље убрзавање; Мања вероватноћа избора погрешног степена преноса	
--	--

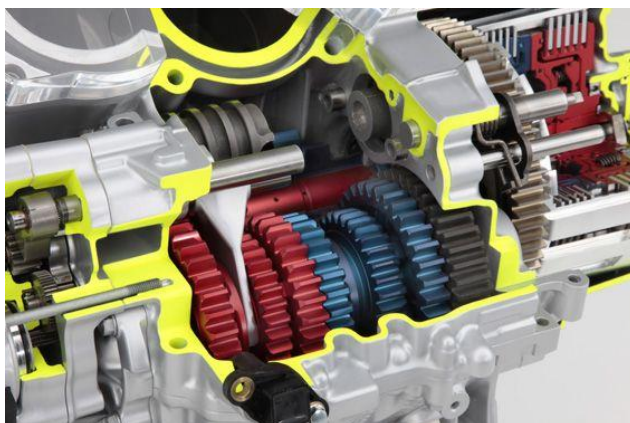
6.6. DSG (*Direct Shift Gearbox*) мењачи

„Honda Motor Company“ је развила аутоматски мењач са два квачила (DSG) намењен спорским мотоциклима са моторима велике запремине. Нови мењачи омогућавају врло лаку вожњу без замора у раду мењача, док су перформансе мотоцикла и даље на располагању у сваком тренутку захваљујући високој ефикасности мењачког система.

Први DSG мењач намењен уградњи у мотоцикле је врло лаган и компактан, како би се са лакоћом упарио са постојећим агрегатима без потребе за озбиљним модификацијама. Нови мењач омогућава прецизну контролу убрзања захваљујући електронској контроли гаса, којом је омогућено брзо и скоро неприметно мењање степена преноса.

Мењач функционише у три различита режима рада, како би се у потпуности изашло у сусрет потребама возача: два потпуно аутоматска режима (D за нормалну вожњу и S за спорски режим) и шестостепени мануелни режим, који омогућава индентичан осећај попут конвенционалног мењача. Мењач има 12 зупчаника и обезбеђује 6 различитих степена преноса (један пар зупчаника чини једну брзину). Зупчаници се налазе на две осовине, што је већ познат концепт али је разлика у томе што се бирач брзине налази унутар саме осовине. Брзине се мењају мањом осовином која пролази кроз „главну“ која носи зупчаник, помоћу 12 различитих полуга са урезаним ексцентричним зазорима. Ти зазори померају веома мало „игле“ које улазе у рупе веће осовине и померају 4 клацкалице са опругама које узубљују одговарајући зупчаник мењајући брзину (слика 66). [13]





Слика 66 – Конструктивно извођење мењача DSG

Први модел са новим мењачем је *Honda VFR* произведен 2010. године, који је расположив на тржишту (слика 67). [13]



Слика 67 - Мотоцикл Honda VFR са DSG мењачем

7. Закључак

Систем за пренос снаге има кључну улогу у системима мотоцикла. Усавршавањем и аутоматизацијом побољшава се пренос снаге од мотора до погонског точка. Треба напоменути да се данас највише уводи комбинација мануелног и аутоматског мењача.

У већини случајева снага мотора на задњи точак се преноси путем ланца, поред ланца као алтернативе су карданска осовина, гумени зупчасти ремен и континуални преносници снаге (варијатори).

Предност система ланац – ланчаник јесте његова цена, ефикасност тј. код овог система се брже преноси снага у односу на друга два. Мана му је то што захтева одржавање, подмазивање ланца и ланчаника.

Систем вртило – зупчаник тј. карданска осовина је веома ефикасан систем из разлога што се налази у затвореном кућишту, не захтева посебно одржавање и није изложен спољашњим утицајима. Два главна недостатка су му цена и тежина.

Гумени зпчасти каиш као преносник ради на истом принципу као и систем ланац – ланчаник, предност му је то што не захтева посебно одржавање, има дужи век трајања, смањене вибрације и тих рад, могућност преношења великих оптерећења, лака монтажа.

Поред ових система ту су и континуални преносници снаге са ременицама (варијатори) који данас имају широку примену. Као што има само име каже, ови преносници врше промену преносног односа континуално без прекида, у целом свом опсегу. Они раде на сличном принципу као и предходно наведени системи. Код савременијих варијатора управљање се врши електронско – хидрауличким путем, при чему је командни део електронски а извршни систем хидраулички. Један такав систем заправо јесте HFT трансмисија која је компактног изгледа и уграђује се директно испод мотора. С обзиром да HFT систем спада у системе аутоматске трансмисије мотоциклом се може лако управљати само помоћу гаса. Предност овог система је што: нема управљања помоћу квачила, нема потреба за мењањем брзина, олакшан полазак на узбрдицама нема одуговлачења у градској вожњи.

Треба напоменути и најсавременији тип мењача који је направила компанија *Honda*, DSG мењач са два квачила, намењен мотоциклима велике запремине. Овај тип мењача омогућава веома лаку вожњу без замора у раду мењача, док су перформансе мотоцикла и даље на располагању у сваком тренутку захваљујући високој ефикасности мењачког система.

И сада након 120 година од проналаска првог мотоцикла самом развоју и напредовању његових система не назире се крај.

8. Литература

- [1] <http://en.wikipedia.org/wiki/Motorcycle>, преузето 12.07.2012.
- [2] <http://www.autoskolaonline.com/obuka/saobracajni-izrazi-i-pojmovi/motocikl.html>, преузето 12.07.2012 .
- [3] http://en.wikipedia.org/wiki/Motorcycle_history, преузето 14.07.2012.
- [4] Stoffregen J. J: Motorradtechnik, Grundlagen und Konzepte von Motor, Antrieb und Fahrwerk, ATZ/MTZ-Fachbuch, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2006
- [5] http://www.dhracing.co.uk/custom_motorcycles/race_bike_development.php, преузето 18. 07. 2012.
- [6] Демић М.: Механика Мотоцикла, Машински факултет Крагујевац, 1995. година Крагујевац
- [7] http://en.wikipedia.org/wiki/Motorcycle_construction#Transmission, преузето 18.07.2012.
- [8] <http://motocikli.com/content/blogcategory/66/179/>, преузето 30.08.2012.
- [9] <http://www.satmods.com/motorcycle-talk/24203-motorcycle-transmission-types.html>, преузето 30.08.2012.
- [10] Стефановић А. Друмска возила, Машински факултет Ниш, 2010. године Ниш
- [11] <http://world.honda.com/motorcycle-picturebook/HFT/>, преузето 31.08.2012.
- [12] http://en.wikipedia.org/wiki/Human_Friendly_Transmission, преузето 31.08.2012
- [13] <http://www.nacionalnaklasa.com/content/view/7189/59/>, преузето 01.09.2012.