

Групови планетни предавки - възможност за получаване на повече предавателни числа от броя на планетните редове, изследване на кинематичните възможности

Станислав Милев

Grouped planetary gears – ability to gain more gear ratios than the number of planetary rows. Research on the kinematic abilities: the modern transport vehicles and other machines having transmissions have a growing need of having more gear ratios to use the engine machines operating in the most appropriate duty and that is tendency. Having more gear ratios is connected with the number of gears, which has to be as low as possible because of many factors, and this is why is vital to be able to obtain much gear ratios with lower amount of gears. This paper is focused exactly on that and introduces a couple of planetary mechanisms with a research on their kinematic abilities.

Key words: grouped planetary gears, planetary mechanisms, Simpson, Ravigneaux, Lepelletier, gear ratio, vehicles, machines, engines

ВЪВЕДЕНИЕ

Транспортът е сред основните консуматори на петрол и замърсители на околната среда. През 2010г. в САЩ за транспорт са изразходвани 71% от използваният в страната петрол или 28% от общо консумираната енергия [1]. Аналогично е състоянието и в останалите развити страни. За периода 2008 – 2035 година се очаква консумацията на енергия за транспорт в световен мащаб да нарастне с около 45% [1].

Намаляването на разхода на гориво при автомобилите има най – голям потенциал за снижаване на вредните емисии (тяхното количество се намалява почти само с намаляването на разхода на гориво). Това е възможно чрез усъвършенстването на горивната апаратура на ДВГ, процесът на горенето (и някои други процеси в работата на двигателя), някои конструктивни особености в конструкцията на ДВГ и горивната камера на буталата и т.н. Съвременното двигателостроене обаче все по – трудно се справя с повишаващите се и ставащи все по – строги изисквания на законодателите на различните държави относно екологичните характеристики на двигателите с вътрешно горене.

Намаляването на разхода на гориво е възможно с усъвършенстването на предавателните механизми – трансмисиите. Трансмисиите са това, което може да запази и дори да повиши теглително скоростните и динамични характеристики на една транспортна машина и в същото време да позволи постигането на по – нисък разход на гориво. Това е възможно чрез предлагането на възможно най – адекватното предавателно число за конкретното натоварване, пътно съпротивление и съвкупност от другите съпротивления. Постигането на конкретно предавателно число обаче става с отделна предавка. Това прави изключително актуален въпроса може ли в една трансмисия да получим повече предавателни числа отколкото са предавките. Настоящият доклад доказва, че това е възможно и е приложимо. Разгледани са механизмите с такива възможности и са изследвани кинематичните им възможности.

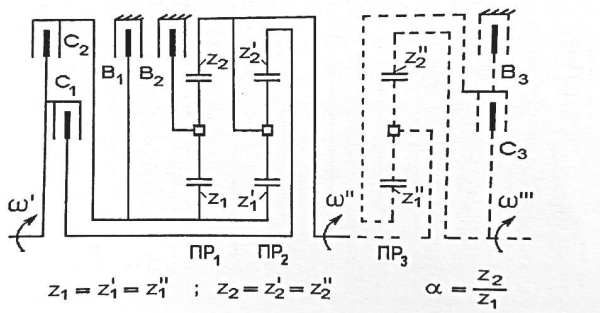
ИЗЛОЖЕНИЕ

Най – често използваните групови планетни предавки са известни като механизъм на Simpson, механизъм на Ravigneaux и механизъм на Lepelletier.

Механизъм на Simpson

Планетният механизъм на Simpson [2, 3] (Фиг. 1) представлява групова предавка, състояща се от два обикновени унифицирани планетни реда (с еднакви зъбни колела), свързани по определен начин, така че да се получат три степени. За тази

цел са необходими два съединителя и две спирачки. Слънчевите колела са разположени на един и същ вал и често се изработват като едно по-широко зъбно колело. Входно звено за преден ход е коронното колело на втория планетен ред, а изход е водилото. При това свързване зъбите се натоварват по-равномерно и се осигурява по-дълъг живот на предавката. От теорията на планетните механизми е известно, че и КПД на предавката в този случай е най-висок. Изработката е по-лесна в сравнение с други групови планетни предавки, тъй като зъбните колела са еднакви.



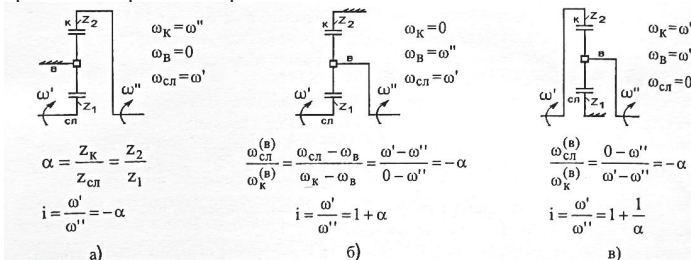
Фиг. 1 Кинематична схема на механизма на Simpson.

Таблица 1 Изследване на кинематичните възможности на механизма на Simpson

Ел. пр	C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	C ₃	B ₃	i
I	X			X	X		$2 + 1/\alpha$
II	X		X		X		$1 + 1/\alpha$
III	X	X			X		1
R		X		X	X		$-\alpha$
IV	X	X				X	$1/(1 + 1/\alpha)$

Забележка: „С“ е съкращение за съединител, а „В“ за спирачка. Числото в индекса на тези съкращения служи за разпознаването на елемента на кинематичната схема.

За опростяване на кинематичния анализ на различните групови планетни предавки е добре предварително да се анализират предавателните числа при трите възможни случая на използване на обикновен планетен ред (Фиг. 2). С α е означен конструктивният параметър на планетния ред, който при изчисленията се приема винаги за положително число по-голямо от единица (отношението на броя на зъбите на коронното колело към броя на зъбите на слънчевото колело). Под обикновен планетен ред се разбира планетна предавка с цилиндрични зъбни колела, единични сателити и корона с вътрешно нарязани зъби.



Фиг. 2 Варианти на използване на обикновен планетен ред.

Първият случай на използване на обикновен планетен ред се получава при блокиране на водилото. Тогава предавката работи като непланетна (с неподвижни оси на валовете) и сателитните колела се явяват паразитни. Предавателното число е $-\alpha$ или $-1/\alpha$. Използва се често за реверсиране (задан ход), понеже се използват едно външно и едно вътрешно зъбно зацепване и се обръща посоката на въртене (Фиг. 2а). При сдвоени сателити на общо водило (две външни и едно вътрешно зацепване), както е при механизма на Ravigneaux (Фиг. 3) или при фиктивна корона с външно нарязани зъби (две външни зацепвания) посоката на въртене не се обръща и предавката в този случай може да се използва като понижаваща за преден ход.

Вторият характерен случай на използване на обикновен планетен ред се получава при блокиране на коронното колело (Фиг. 2.б). След прилагане на метода на Вилис [5], според който мислено се задава обратна ъглова скорост на водилото и на всички звена, за да се получи пак условно неподвижно водило, се определя предавателно число $1+\alpha$ при вход слънчево колело и изход водило, респективно $1/(1+\alpha)$ при обратно свързване. Този вариант се използва често за получаване на понижаваща или 1-ва предавка. Предавателното число се получава над 2.3, тъй като параметъра най-често е от 1.3 до 3.

Третият характерен случай на използване на обикновен планетен ред се получава при блокиране на слънчевото колело (Фиг. 2.в). Аналогично се определя предавателното число, както във втория случай, като при входящо коронно колело се получава понижаваща предавка с число $1+1/\alpha$, а при входящо водило – повишаваща с число $1/(1+1/\alpha)$. И двата варианта са подходящи и се използват често за II-ра предавка с число в границите на 1.3 – 1.5 или за IV ускоряваща с число 0.7 – 0.9. Това свързване се използва за II предавка и при механизма на Simpson. (Включени са съединител C_1 и спирачка B_1 – Табл.1). В този случай първият планетен ред $ПР_1$ не участва в предаването на силовия поток, защото водилото му е свободно, а работи само вторият планетен ред $ПР_2$ с блокирано слънчево колело, входящо коронно колело и изходящо водило. За получаване на по – голямо предавателно число (I-ва предавка) вместо спирачка B_1 се включва спирачка B_2 . С това се блокира водилото на първия планетен ред и се принуждават слънчевите колела да се въртят в обратна посока по отношение на изходящия вал. Обратното въртене на слънчевото колело на планетен ред $ПР_2$ предизвиква намаляване на ъгловата скорост на водилото му в сравнение със случая, когато то е неподвижно (II-ра предавка). Предавателното число на I-ва предавка е в границите 2.3 – 2.5 и изразено чрез параметъра се получава $2+1/\alpha$.

За този случай е валидно:

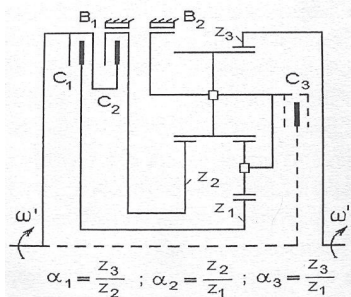
$$\begin{array}{lll} \text{ПР}_1 & \text{ПР}_2 & \text{След прилагането на правилото на Вилис за ПР}_2: \\ \omega_{\text{в}} = \omega''; & \omega_{\text{сл}} = -\alpha \cdot \omega''; & \omega_{\text{сл}}^{(\text{в})} = \frac{-\alpha \cdot \omega'' - \omega''}{\omega' - \omega''} = -\alpha; \quad i_f = \frac{\omega'}{\omega''} = 2 + \frac{1}{\alpha} \\ \omega_{\text{в}} = 0 (B_2); & \omega_{\text{в}} = \omega''; & \\ \omega_{\text{сл}} = -\alpha \cdot \omega'' & \omega_{\text{в}} = \omega' (C_1). & \end{array}$$

За заден ход се включва съединител C_2 вместо C_1 и работи само планетен ред $ПР_1$ при блокирано водило (включена спирачка B_2) с предавателно число $-\alpha$. При включване на двата съединителя и изключване на спирачките се блокират звената на механизма и той се върти като едно цяло, като се постига директна предавка.

Механизъм на Ravigneaux

Механизмът на Ravigneaux [2, 3, 4] се отличава с компактна конструкция. Състои се от два планетни реда с обща корона, сдвоени сателити, лагеруващи на общо водило, едно голямо и едно малко слънчево колело. В сравнение с механизма на Simpson той има едно коронно колело по-малко (производството на коронните колела изисква по – голям финансов и времеви ресурс), но за сметка на това има две различни слънчеви колела и не е възможна унификация. Ако се разглежда

голямото слънчево колело като фиктивна корона се получава и трети планетен ред. В този смисъл Механизмът на Ravigneaux се отличава освен с компактност и с по – големи възможности за получаване на необходимите предавателни числа (за вариране с числата), но е по- труден за изработка – всички колела са различни. По – големите възможности се получават при различни варианти за входа и изхода на механизма. Реализират се 3+1 предавки с два съединителя и две спирачки, както и при Simpson. Типично използване на този механизъм е показано на Фиг. 3.



Фиг. 3 Кинематична схема на механизма на Ravigneaux.

Таблица 2 Изследване на кинематичните възможности на механизма на Ravigneaux

Ел. пр	C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	C ₃	i
I	X			X		α_3
II	X		X			$(1 + \alpha_2)/(1 + 1/\alpha)$
III	X	X				1
R		X		X		$-\alpha_1$
IV			X		X	$1/(1 + 1/\alpha_1)$

Забележка: „С“ е съкращение за съединител, а „В“ за спирачка. Числото в индекса на тези съкращения служи за разпознаването на елемента на кинематичната схема.

Разглеждат се три планетни реда, чиито параметри са означени с: α_1 за ПР₁, α_2 за ПР₂ и α_3 за ПР₃. Първият планетен ред е обикновен. За втория планетен ред са валидни също кинематичните зависимости за обикновените планетни редове (Фиг. 2), тъй като двете планетни колела са с външно нарязани зъби, но движението се предава през два реда сателити и три външни зацепвания вместо през едно външно и едно вътрешно при единични сателити и се запазват знаците на ъгловите скорости на звената. В този случай голямото слънчево колело (с брой на зъбите Z_2) може да се разглежда като фиктивна корона. При третия планетен ред са налице две външни и едно вътрешно зацепване, поради което знакът пред параметъра α от уравнението на Вилис при трите характерни случая на използване на планетен ред се променя от – на + и съответно в изразите за предавателните числа се получава: α , $1-\alpha$, $1-1/\alpha$. На I-ва предавка работи само третият планетен ред (Таблица 2), като се реализира предавателно число α_3 при блокирано водило (включена спирачка B_2) без планетно движение (сателитите участват като паразитни колела). Другите два планетни реда не участват в предаването на силовия поток понеже голямото слънчево колело е свободно (съединител C_2 и спирачка B_1 са изключени). На II-ра предавка могат да се разглеждат кои да са два планетни реда от влизащите в състава на механизма, тъй като съществува взаимна зависимост между техните параметри ($\alpha_3 = \alpha_1 \alpha_2$) и предавателното число би могло да се изрази само чрез два от тях. По – удобно е да се реализират тези редове, при които има звено с ъглова скорост, равна на нула:

$\begin{aligned} \text{ПР}_1 \quad \omega_{\text{сн}} &= 0(B_1); \\ \omega_{\text{к}} &= \omega''; \\ \omega_{\text{в}} &= \frac{\omega''}{1+1/\alpha_1} \end{aligned}$	$\begin{aligned} \text{ПР}_2 \quad \omega_{\text{сн}} &= \omega'(C_1); \\ \omega_{\text{к}} &= 0(B_1); \\ \omega_{\text{в}} &= \frac{\omega'}{1+\alpha_2} \end{aligned}$	<p>Водилото е общо за двата планетни реда и получените изрази за ъгловата му скорост може да се приравнят:</p> $\frac{\omega'}{1+\alpha_2} = \frac{\omega''}{1+1/\alpha_1} = \omega_{\text{в}}; \quad i_{II} = \frac{\omega'}{\omega''} = \frac{1+\alpha_2}{1+1/\alpha_1}$
---	--	--

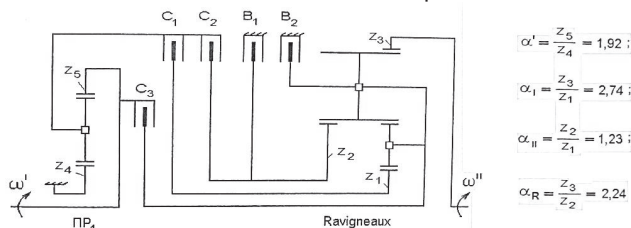
На III-та предавка се изключват спирачките и се включват първите два съединителя, с което механизмът се блокира и се осъществява директна предавка. За заден ход се включва съединител C_2 вместо C_1 и при включена спирачка B_2 се блокира водилото на ПР_1 и се обръща посоката. Другите два планетни реда не работят, защото е свободно малкото слънчево колело.

Механизъм на Lepelletier

Механизмът на Lepelletier [2, 3, 4] е групова планетна предавка, която свързва един обикновен планетен ред с механизъм на Ravigneaux. Този механизъм свързва механизма на Ravigneaux чрез изходящия вал на обикновения планетен ред, което дава възможност същия да бъде максимално къс и устойчив на напрежения. Въпреки че тази конструкция е известна от много време, сега се използва значително повече тъй като напредъка на електрониката прави това лесно и самата конструкция – практична. Входът при този механизъм винаги е короната на обикновения планетен ред. Вход може да бъде едновременно и/или водилото или голямото слънчево колело на груповата предавка. Водилото на обикновения планетен ред е свързано чрез съединители към малкото или голямото слънчево колело на груповата предавка. Слънчевото колело на обикновения планетен ред е свързано към корпуса и следователно не може да се върти и е винаги блокирано. При някои трансмисии това слънчево колело е свързано към корпуса с еднопосочен съединител и съответно може да се върти в едната посока. Короната на груповата предавка е изходящото звено на трансмисията.

Като резултат от тази кинематика слънчевите колела и водилото на груповата предавка могат да бъдат задвижвани с различни ъглови скорости. Слънчевите колела са задвижвани от изхода на обикновения планетен ред, а водилата се задвижват от входа към трансмисията. В резултат на това слънчевите колела и водилото имат различни ъглови скорости. Това води до два входа към груповата предавка, а комбинациите от това до различните предавателни числа за движение на преден ход.

Примерна кинематична схема на механизма на Lepelletier е показана на Фиг. 4



Фиг. 4 Примерна кинематична схема на механизма на Lepelletier

Таблица 3 Изследване на кинематичните възможности на механизма на Lepelletier

Пр.	C_1	C_2	B_1	B_2	C_3	$i =$
I	X			X		$\alpha_i \cdot (1 + 1/\alpha^i) = 4,17$
II	X		X			$\frac{1 + \alpha_{II}}{1 + 1/\alpha_R} \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha^i}\right) = 2,34$
III	X	X				$1 \cdot (1 + 1/\alpha^i) = 1,52$
IV	X				X	$\frac{1 + \alpha^i}{1 + \alpha^i - 1/\alpha_i} = 1,14$
V		X			X	$\frac{1 + \alpha^i}{1 + \alpha^i - 1/\alpha_R} = 0,87$
VI			X		X	$\frac{1}{1 + 1/\alpha_R} = 0,69$
R		X		X		$-\alpha_R \cdot (1 + 1/\alpha^i) = -3,4$

Забележка: „С“ е съкращение за съединител, а „В“ за спирачка. Числото в индекса на тези съкращения служи за разпознаването на елемента на кинематичната схема.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение може да се каже, че груповите планетни предавки са навлезли в съвременното автомобилостроене и транспортните машини и има тенденция [2] да разширяват дяла си сред автомобилните трансмисии. Това налага подробното им изучаване.

Груповите планетни предавки имат по – големи кинематични възможности от познатите предавки – могат да се получат повече предавателни числа от броя на планетните предавки, което прави трансмисията по лека и по – компактна, както и намалява себестойността ѝ.

При механизъмът на Simpson колелата на различните предавки са еднакви, което прави производството им лесно и евтино т.е. необходима е по – малка производствена номенклатура и по – малко финансов и времеви ресурс.

Механизъмът на Ravigneaux се отличава с по – сложна конструкция но с по – големи кинематични възможности – може да се получи едно предавателно число повече от механизъмът на Simpson, но са необходими проходни валове. Те са по – сложни за изработка, зъбните колела са различни т.е. необходима е по – голяма производствена номенклатура и по – голям времеви и финансов ресурс за производството им. Тези два механизма работят чрез последователно свързани планетни редове.

Механизъмът на Lepelletier дава възможност планетните редове да работят както като последователно свързани така и като паралелно свързани. Този механизъм дава възможност да се получат още повече предавателни числа, с по – малко фрикционни елементи и съответно по – опростено автоматично управление.

ЛИТЕРАТУРА

[1] EIA, 2011, “Annual Energy Review 2010,” DoE/EIA-0384 (2010), <http://www.eia.gov/totalenergy/data/annual/pdf/aer.pdf>.

[2] Гигов Б. „Автоматични трансмисии“ Издателство на ТУ София 2007г.

[3] Erjavec J. “Today’s technician: Automatic transmissions and transaxles 5th edition” Cengage Learning 2011

[4] ZF 6HP26 transmission repair manual

[5] Минчев Н., Живков В. „Теория на механизмите и машините“ Софттрейд София 2011г.

За контакти:

Докторант инж. Станислав Милев, Катедра “Транспортна техника и технологии”, Технически университет Варна, тел.: 0889867600, e-mail: Stanislav.Milev@tu-varna.bg

Докладът е рецензиран.