

МАТЕМАТИКА И МАТЕМАТИЧЕСКО ОБРАЗОВАНИЕ, 2003  
MATHEMATICS AND EDUCATION IN MATHEMATICS, 2003  
*Proceedings of the Thirty Second Spring Conference of  
the Union of Bulgarian Mathematicians  
Sunny Beach, April 5–8, 2003*

## НЕОРТОГОНАЛИЗЪМ В ПРИРОДАТА И ТЕХНИКАТА

Кольо Минков

*„Природата не признава шеги: Тя винаги е права, винаги е сериозна, винаги е строга; грешките и заблудите произхождат от хората!“*

*Йохан Волфганг фон Гьоте*

*„Безумно обичам градини в английски стил, закръглените очертания, леките наклони, водните площи във форма на езеро, островчетата от твърда земя. И никак не ми допадат правите линии и симетричните алеи.“*

*В писмо на Екатерина II до Волтер*

В доклада се прави опит да се систематизират причините и се изяснят съображенията и принципите за прилагане на неортогонализъм в техниката и по-конкретно в машиностроенето. Поради обширността и нетривиалността на темата, тук се разглеждат преди всичко пространствени механизми с висши кинематични двойки (фрикционни, зъбни, гърбични), за които авторът има по-голям опит. Привеждат се някои примери и аналогии от природата. Дава се общ алгоритъм в явен вид за геометричен синтез на базовите конуси на хиперболоидна предавка с произволно кръстосани оси. От този универсален алгоритъм се получават частните случаи (ортогонални и паралелни) познати в техниката.

**1. Въведение.** Този доклад има по-скоро идейно-философски, отколкото строго научен характер. Той е едно предизвикателство към младите математици и инженери-конструктори, които биха могли да насочат своите творчески способности към една сравнително нова и перспективна научно-техническа област – „неортогонализъм в техниката“.

Неортогонализъм в машиностроенето е понятие, въведено от автора [7, 13]. В най-общ смисъл това означава неперпендикулярност, неуспоредност и непресичане на осите на въртене (плъзгане) поне на две звена (тела) от структурната верига на механизма (машината). Като частен случай е възможно осите да се пресичат, което за сега е по-често срещано в техниката. Известно е, че в природата (особено живата) се използва преди всичко „принципът на неортогонализма“. Характерни примери за това са щипките (манипулаторите) на рацете, гърбнаците и крайниците на бозайниците, крилето на птиците, костите на рибите и пр. Навярно тук са заложени естествените критерии за оптимизация, като максимално бързодействие

с максимална сила при минимален разход на енергия (т.е. максимално КПД) и минимални габарити (тегло). Иначе творенията на Природата не биха оцелели (Фиг. 1).

Ортогонализмът, подобно на колелото, компютъра, симетрията и телескопичната (плъзгаща) става, не се среща в чист вид в Природата. Вероятно и затова Човекът го е „открил“ и наложил насила (вж. панелните жилищни блокове, мебелите, машините и пр.). Защото е по-лесно и по-евтино!?

Паралелността и ортогоналността между осите в механизмите и машините са се наложили заради простотата при изчисленията, проектирането, технологията и контрола. Тези традиции, рутина и инертност днес обаче се превръщат в пречка за намиране на оптимални конструктивни решения в модерната техника (автоматика, роботика, мехатроника). Правоъгълната координатна система на Декарт от полезен инструмент за изучаване на пространството, като че ли се превърна в спирачка за техническия и технологическия прогрес, нанасяйки психологически травми на проектантите, пък и на хората въобще (Фиг. 2).

Теоретичните изследвания върху свойствата на неортогонализма и ползата от неговото прилагане са твърде оскъдни и се провеждат индуктивно – от конкретни прости механизми (Фиг. 3) към по-сложни технически системи. Неортогонализмът има както хардуерни, така и софтуерни аспекти- неговият количествен и качествен принос оказва влияние върху управлението и на мехатронни системи (автомати, роботи, ГАПС и пр.). Формулирането на общи принципи и критерии за неортогонализъм при проектиране на машини ще стимулира по-смелото му и по-широко приложение в техниката [7, 8, 11, 13]

**2. Общи съображения за неортогонализъм.** Неортогонализмът предлага по-голям брой свободни параметри и допуска подбор на оптимална метрика. Макар и плахо, напоследък се наблюдава естествен стремеж към прилагане на неортогонализъм най-напред във въздушната и морска техника, а после и в общото и транспортно машиностроене. Изследвания показваха, че едва около 10% от съвременните механизми съдържат неортогоналност [1,2,3].

Главните съображения за прилагане на неортогоналност са:

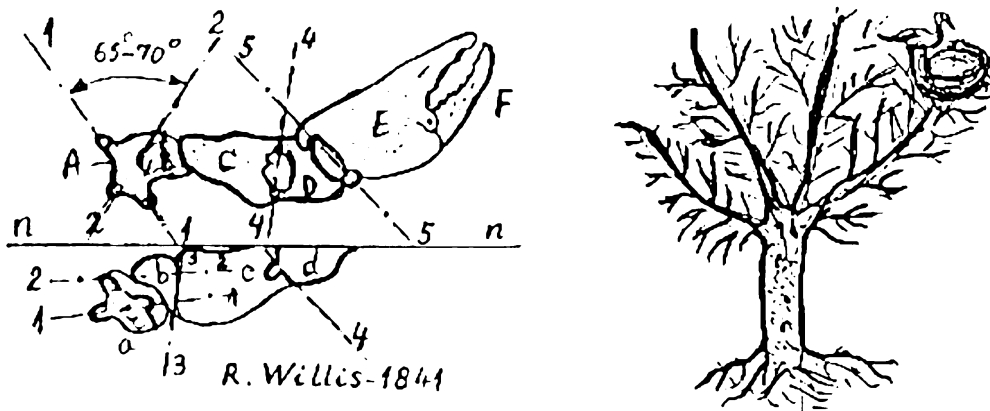
– **Функционални** – породени от необходимостта системата да изпълнява основното си предназначение. Например при вариатори [6], клинови механизми [1, 2, 5] шенкелни и управляващи лостови механизми при автомобилите, реверс – редуктори при плавателни съдове и пр.

– **Конструктивни** – когато са необходими компактност, компоновъчност, минимални габарити и тегло – ярко изразено в авиационната, космическата, подводната и транспортната техника; при ръчните автоматични оръжия [1, 2, 5, 10], инструментите и пр.;

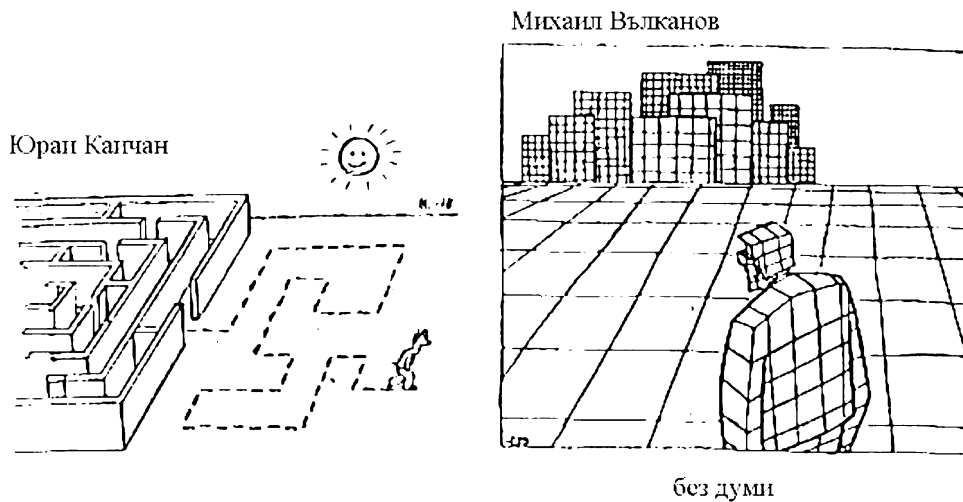
– **Енергетични** – минимална дисипация на енергия, максимален КПД, уравнивяване (компенсация) на силите [2, 9];

– **Технологични** – наложени от същността на технологичния процес. Например наклоняването на инструменталния шпиндел при зъбонарезните машини с цел да се локализира контактното петно [7];

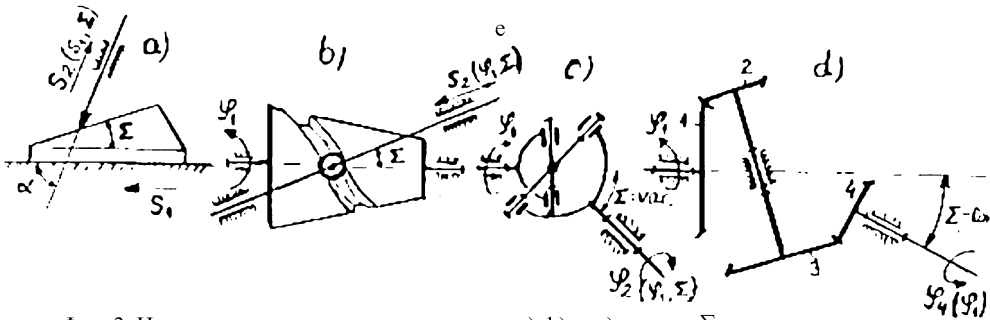
– **Ергономични и естетични** – в системите „човек – машина“ за удобство и уют на оператора при ръчки, педали и пултове за управление, седалки, облегалки,



Фиг. 1. Неортогонализъм в природата



Фиг. 2. Ортогонализъм в нас и около нас



Фиг. 3. Неортогонализъм в механизмите: при а), б) и с) – ъгъл  $\Sigma$  е кинематичен, а при д) – е конструктивен.

екрани и пр.;

– **Икономически** – при оптимизация „цена – качество“ (компромисно решение).

**3. Структурен и геометричен синтез на неортогонални хиперболоидни предавки.** Свойствата на неортогонализма най-добре се демонстрират в пространствените механизми с висши кинематични двоици. До голяма степен те предопределят конструкцията, формата и функцията на цялата машина, в която са вградени. Ще използваме като пример семейството на хиперболоидните предавки, преобразуващи ротации между кръстосани оси (хипоидни, спироидни, червячни, винтови, коноидни и пр.). Името „хиперболоидни“ обаче идва от формата на техните абстрактни аксоиди (центроиди), при тяхното относително движение.

Тези механизми са по-сложни за проектиране и производство от ортогоналните, но те притежават някои по-добри качества като: висока товароносимост, висок КПД, безшумност, малки габарити и тегло, висока редуция и универсалност. Те имат няколко свободни параметри, даващи възможност да се генерират различни варианти с еднакви кинематични характеристики. Например изменяйки някои геометрични параметри, могат да се осъществят различни скоростни отношения с фиксирани размери (и обратно). Ако изменяме ъгъла между осите, можем да постигнем оптимално разположение на радиалните и аксиалните сили или да повишим КПД на предавката. Тези качества определят неортогоналните хиперболоидни предавки като „предавки на бъдещето“ или „нова генерация предавки“ [2, 12, 14]. Тези предавки могат да се композират от две или повече елемента (звена) и да имат две или повече зони на контакт. Главната цел при такива предавки е да се получи максимален кинематичен ефект с най-добър КПД в минимално пространство

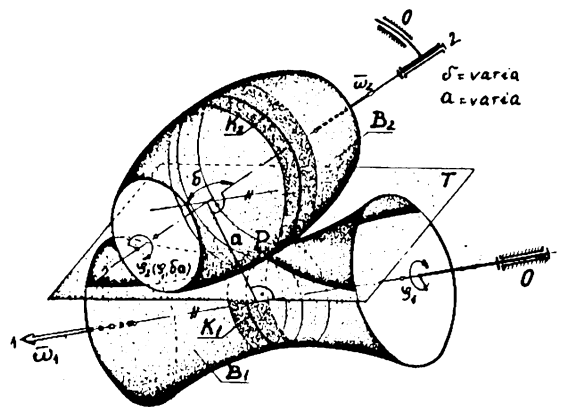
Съществуват три основни проблема на структурния и геометричен синтез на неортогоналните хиперболоидни предавки: а) избор на най-подходящите форми на базовите им (начални) повърхнини; в) изчисляване на техните оптимални размери; с) определяне на тяхното оптимално взаимно разположение. Базовите повърхнини  $B_1$  и  $B_2$  на предавката могат да имат произволни форми, стига да поддържат перманентен точков или линеен контакт (Фиг. 4 и 5). Обаче поради технологични причини съществуват някои геометрични рестрикции в избора на тези повърхнини. На Фиг. 6 са дадени базови повърхнини на реални хиперболоидни предавки.

Нека да разгледаме един общ случай на фамилия неортогонални хиперболоидни предавки (с т. нар. „долно“ разположение).

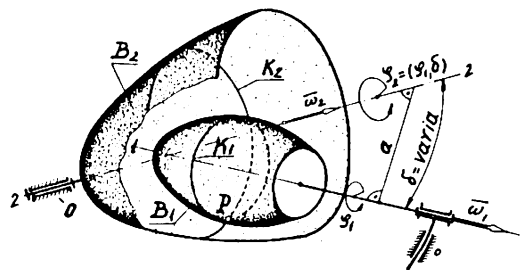
На фиг. 7 са показани базовите (началните) конуси  $B_1$  (пиньон) и  $B_2$  (корона) и техните геометрични параметри с ъгъл  $\Sigma$  между осите на въртене и разстояние  $a$  между тях. Изследванията провеждаме в неподвижната координатна система  $S_0(x_0, y_0, z_0)$ , оста  $z_0$  на която съвпада с оста на короната 2, а оста  $y_0$  съвпада с оста  $a - a$  на предавката. Въвеждаме помощна неподвижна координатна система  $S_p(x_p, y_p, z_p)$ , оста  $z_p$  на която съвпада с оста на пиньона 1, а оста  $y_p \equiv y_0$ . Ъгълът на „неортогоналността“  $\gamma = \Sigma - 90^\circ$  в случая е положителен [7].

Половинките от ъглите при върховете на конусите  $B_i (i = 1, 2)$  означаваме с  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , а радиусите на началните окръжности, преминаващи през точка (полюс)  $P$ , – с  $r_1$  и  $r_2$ . За фиксиране на точка в  $S_0$  и  $S_p$  ще използваме цилиндрични координати.

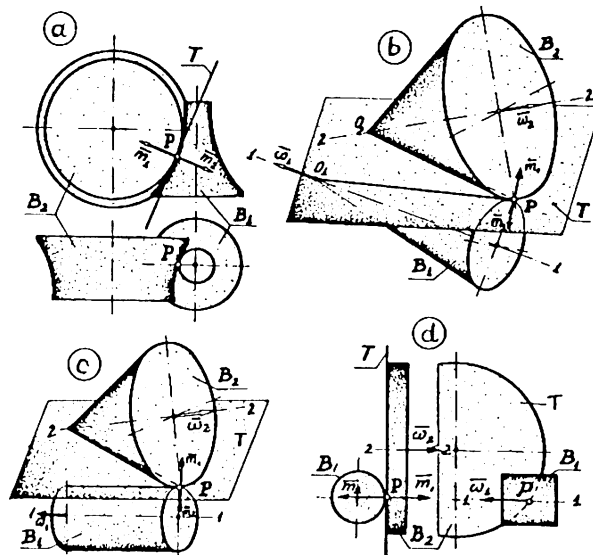
За да определим геометричните параметри на конусите  $B_1$  и  $B_2$ , ще използваме



Фиг. 4. Базови повърхнини  $B_1$  и  $B_2$  за външно зацепени предавки



Фиг. 5. Базови повърхнини  $B_1$  и  $B_2$  за вътрешно зацепени предавки



Фиг. 6. Някои типични базови повърхнини  $B_1$  и  $B_2$  за реални хиперболоидни предавки

условията за допирането им в точка във вида:

$$(1) \quad \begin{cases} \bar{r}_{B_1}(a_1, r_1, \theta_1) = \bar{r}_{B_2}(a_2, r_2, \theta_2) \\ \bar{m}_1^0(\theta_1) = -\bar{m}_2^0(\theta_2) \end{cases}$$

Тук  $\bar{r}_{B_i}(a_i, r_i, \theta_i)$  е радиус-векторът на текущата точка  $P_i \in B_i$ , записан в неподвижната система  $S_0$ ;  $\bar{m}_i^0$  е орт-нормалата към конуса  $B_i$  в точка  $P_i$ , насочен от повърхнината и записан в системата  $S_0$ ;  $a_1, r_1$  и  $\theta_1$  са цилиндричните координати на точката  $P_1 \in B_1$  в системата  $S_p$ ;  $a_2, r_2$  и  $\theta_2$  са цилиндричните координати на точката  $P_2 \in B_2$  в системата  $S_0$ .

От Фиг. 7 следва:

$$(2) \quad r_{\bar{B}_1} = \overline{O_0P} = \overline{O_0O_p} + \overline{O_pC_1} + \overline{C_1P},$$

$$(3) \quad \bar{r}_{B_2} = \overline{O_0P}.$$

Векторите във формулите (2) и (3) могат да се представят като колонкови матрици от 3-ти ред в системата  $S_0$

$$\bar{r}_{B_1} = \begin{bmatrix} 0 \\ -a \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a_1 \sin \Sigma \\ 0 \\ -a_1 \cos \Sigma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -r_1 \cos \theta_1 \cos \Sigma \\ r_1 \sin \theta_1 \\ -r_1 \cos \theta_1 \sin \Sigma \end{bmatrix}.$$

$$(4) \quad \bar{r}_{B_1} = \begin{bmatrix} a_1 \sin \Sigma - r_1 \cos \theta_1 \cos \Sigma \\ r_1 \sin \theta_1 - a \\ -a_1 \cos \Sigma - r_1 \cos \theta_1 \sin \Sigma \end{bmatrix},$$

$$(5) \quad \bar{r}_{B_2} = \begin{bmatrix} r_2 \cos \theta_2 \\ -r_2 \sin \theta_2 \\ -a_2 \end{bmatrix}.$$

Орт-нормалите  $\bar{m}_1^0$  и  $\bar{m}_2^0$  в  $S_0$  ще представим като колонкови матрици от 3-ти ред по следния начин:

$$(6) \quad \bar{m}_1^0 = R_{op} \bar{m}_1^{(p)},$$

където ротационната матрица  $R_{op}$  за прехода от в  $S_p$  в  $S_0$  е

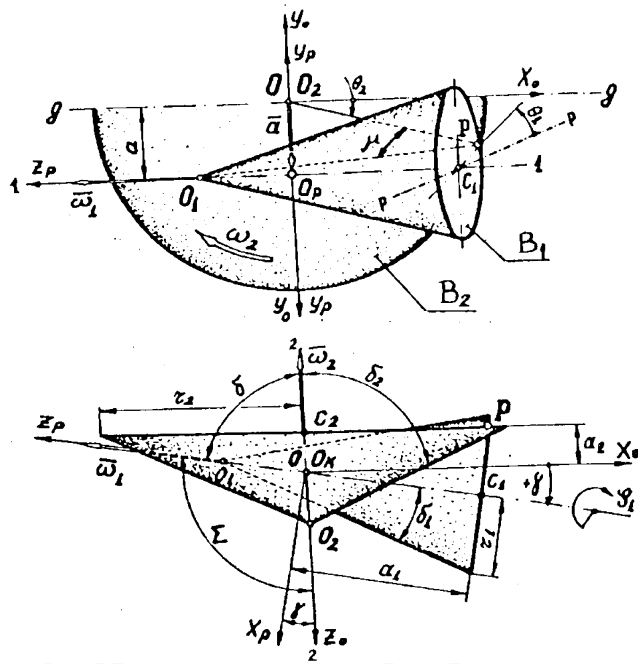
$$(7) \quad R_{op} = \begin{bmatrix} \cos \Sigma & 0 & -\sin \Sigma \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \Sigma & 0 & \cos \Sigma \end{bmatrix},$$

а орт-нормалата към  $B_1$  в точката  $P$ , записан в  $S_p$  е

$$(8) \quad \bar{m}_1^{(p)} = \begin{bmatrix} -\cos \delta_1 \cos \theta_1 \\ \cos \delta_1 \sin \theta_1 \\ \sin \delta_1 \end{bmatrix}.$$

Тогава, като заместим (7) и (8) в (6), получаваме:

$$(9) \quad \bar{m}_1^0 = \begin{bmatrix} -\cos \delta_1 \cos \theta_1 \cos \Sigma - \sin \delta_1 \sin \Sigma \\ \cos \delta_1 \sin \theta_1 \\ -\cos \delta_1 \cos \theta_1 \sin \Sigma + \sin \delta_1 \cos \Sigma \end{bmatrix}.$$



Фиг. 7 Базови (начални) конуси  $B_1$  и  $B_2$  на неортогонална хиперболоидна предавка.

Примери на някои частни случаи на хиперболоидна предавка.

Таблица 1

ЗАДАДЕНИ					НАМЕРЕНИ ПО АЛГОРИТМИТЕ								СХЕМА		
$\alpha$	$\Sigma$	$r_2$	$a_2$	$\delta_2$	$\theta_1$	$\mu$	$m$	$n$	$\kappa$	$\delta_1$	$\theta_2$	$r_1$	$a_1$		
$\neq 0$	$90^\circ$	$\neq 0$	$\neq 0$	$\neq 0^\circ$	$\arctg \frac{a}{a_2 r_2 \sin \delta_2}$	$\arcsin \left( \frac{\sin \theta_1}{\cos \delta_2} \right)$	0	$\cos^2 \theta_1$	$\cos^2 \mu$	$\arccos \frac{\sin \delta_1}{\cos \theta_1}$	$\arccos \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2}$	$\frac{a_2}{\cos \theta_1}$	$r_2 \cos \theta_2$		
0	$90^\circ$	$\neq 0$	$r_2 / \sin \delta_2$	$\neq 0^\circ$	$0^\circ$	$0^\circ$	0	1	$\cos^2 \delta_2$	$90^\circ - \delta_2$	$0^\circ$	$a_2$	$r_2$		
$\neq 0$	$\begin{pmatrix} 180^\circ \\ 0^\circ \end{pmatrix}$	$\neq 0$	$\neq 0$	$\neq 0^\circ$ ( $0^\circ$ )	$90^\circ$	$0^\circ$	$\pm \sin \delta_2$ (0)	1	$-\sin^2 \delta_1$ (0)	$180^\circ - \delta_2$ ( $0^\circ$ )	$90^\circ$	$a_2 \mp r_2$	0		
$\alpha$	$\Sigma$	$r_1$	$a_1$	$\delta_1$	$\theta_2$	$\mu$	$m$	$n$	$\kappa$	$\delta_2$	$\theta_1$	$r_2$	$a_2$		
$\neq 0$	$90^\circ$	$\neq 0$	$\neq 0$	$0^\circ$	$\arctg \frac{a}{a_1}$	$\arcsin \frac{a}{\sqrt{a^2 + a_1^2}}$	0	$\cos^2 \mu$	$\cos^2 \mu$	$90^\circ$	$0^\circ$	$\sqrt{a^2 + a_1^2}$	$r_1$		
$\neq 0$	$90^\circ$	$\neq 0$	0	$0^\circ$	$90^\circ$	$90^\circ$	0	0	0	$0^\circ$	$90^\circ$	$a - r_1$	0		

От Фиг. 7 направо записваме

$$(10) \quad \bar{m}_2^0 = \begin{bmatrix} \cos \delta_2 \cos \theta_2 \\ -\cos \delta_2 \sin \theta_2 \\ \sin \delta_2 \end{bmatrix}.$$

Векторните равенства (1) дават  $3 + 2 = 5$  независими скаларни уравнения [7], съдържащи десет независими геометрични параметъра, определящи еднозначно размерите и взаимното положение на двата начални конуса  $B_1$  и  $B_2$ . Това са параметрите  $r_1, \theta_1, a_1, \delta_1, r_2, \theta_2, a_2, \delta_2, a$  и  $\Sigma$ . Единствено решение може да се получи, ако са известни кои да са пет от тези параметъра. Това означава, че могат да се комбинират различни алгоритми. В общия случай това са системи от 5 трансцендентни уравнения, от които неизвестните трудно се изразяват в явен вид. Числени решения обаче винаги могат да се получат при наличие на подходящо математическо осигуряване.

Изхождайки от якостни, габаритни и конструктивни съображения, при проектиране на хипоидни предавки е целесъобразно да се считат зададени следните параметри:  $a, \Sigma, r_2, a_2$  и  $\delta_2$  (т.е. „зададена“ е короната 2). Някои от тези параметри могат да се фиксират твърдо (например  $a, \Sigma$  и  $r_2$ ), а чрез промяна на останалите ( $a_2$  и  $\delta_2$ ) да се генерират и изследват много варианти, за да се определи оптималния, отговарящ на поставените експлоатационни изисквания [5, 6, 8, 15].

И така, от решаването на векторната система (1), използвайки построенията на Фиг. 7 и някои формули от сферичната тригонометрия, след съответни преобразования получаваме следния алгоритъм:

$$(11) \quad \begin{aligned} \operatorname{tg} \theta_1 &= \frac{a}{(a_2 + r_2 \operatorname{tg} \delta_2) \sin \Sigma}, \\ \sin \mu &= \frac{\sin \theta_1}{\cos \delta_2} \sin \Sigma, \\ m &= -\sin \delta_2 \cos \Sigma, \end{aligned}$$

$$(12) \quad \begin{aligned} n &= \cos^2 \delta_2 \cos^2 \mu + \sin^2 \delta_2, \\ k &= \cos^2 \delta_2 \cos^2 \mu - \cos^2 \Sigma \\ \sin \delta_1 &= \frac{1}{n} \left( m + \sqrt{m^2 + nk} \right), \end{aligned}$$

$$(13) \quad \sin \theta_2 = \sin \theta_1 \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2},$$

$$(14) \quad r_1 = \frac{1}{\sin \theta_1} (a - r_2 \sin \theta_2),$$

$$(15) \quad a_1 = \frac{1}{\sin \Sigma} (r_1 \cos \theta_1 \cos \Sigma + r_2 \sin \theta_2).$$

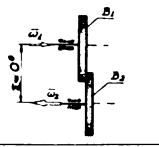
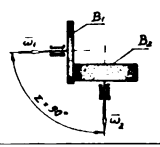
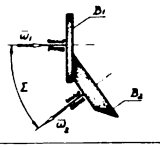
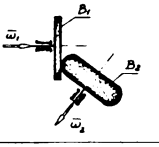
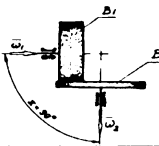
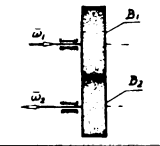
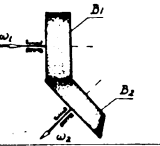
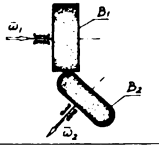
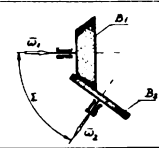
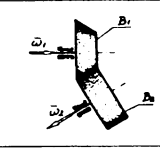
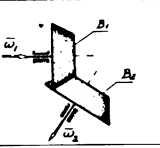
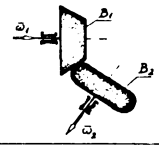
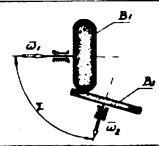
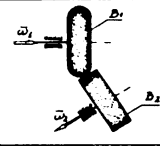
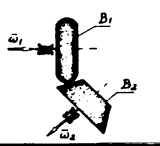
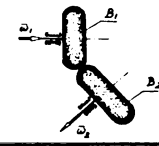
Горните зависимости са напълно инвариантни относно индексите на конусите. Това означава, че ако се считат зададени параметрите  $a, \Sigma, r_1, a_1$  и  $\delta_1$  (т.е. „зададен“ е пиньона 1, както е при спироидните предавки), то останалите пет параметъра ще се определят от същите зависимости (11) – (15), но е необходимо да се сменят само индексите съответно 1 с 2 и 2 с 1.

Зависимостите (11) – (15) са най-общи и могат да служат за изчисляване на раз-



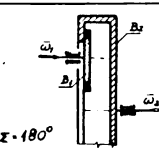
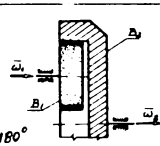
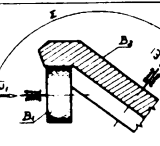
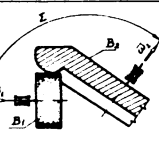
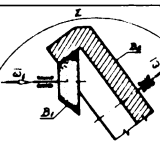
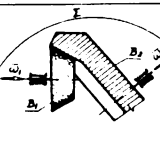
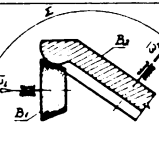
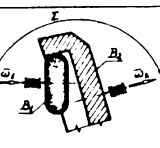
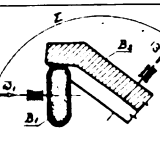
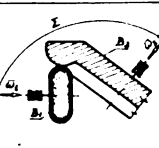
Предавки с ВЪНШНО зацепване

Таблица 2

38.2 38.1	Диск - Д	Цилиндър - Ц	Конус - К	Торонг - Т
Диск - Д	1 	2 	3 	4 
Цилиндър - Ц	5 	6 	7 	8 
Конус - К	9 	10 	11 	12 
Торонг - Т	13 	14 	15 	16 

Предавки с ВЪТРЕШНО зацепване

Таблица 3

38.2 38.1	Диск - Д	Цилиндър - Ц	Конус - К	Торонг - Т
Диск - Д	1 	2	3	4
Цилиндър - Ц	5	6 	7 	8 
Конус - К	9	10 	11 	12 
Торонг - Т	13	14 	15 	16 

мерите и взаимното разположение на базовите конуси на неортогонални хипоидни, спироидни и др. предавки. Но този алгоритъм е универсален. От него като частни случаи се получават формулите и за всички видове предавки, чиито базови повърхнини са конуси, цилиндри и дискове, ортогонални и неортогонални, с кръстосани, пресичащи се и успоредни оси. Ще демонстрираме универсалността на алгоритмите с няколко примерни частни случаи подредени в Табл. 1. А количественото влияние на параметрите на неортогонализма (междусовите ъгъл  $\Sigma$ , и разстояние  $a$ ) върху качествата на конкретни хипоидни и спироидни предавки (сили, скорости, КПД) е дадено в [7, 13, 14, 15].

На базата на 4 най-технологични повърхнини на заготовките (равнина, цилиндър, конус и тороид), от автора е предложена една геометрична класификация на външно (Табл. 2) и вътрешно (Табл. 3) зацепени зъбни или фрикционни предавки [7, 8]. Общо реално възможни анизоморфни варианти са 17 (10 външно и 7 вътрешно зацепени), от които обаче неортогонални хиперболоидни са 13 (8 външни и 5 вътрешни). За простота при чертаене двете оси са проектирани (завъртяни) в една равнина успоредна на двете оси. Разгледания по-горе общ случай с конусни базови повърхнини  $B_1$  и  $B_2$  е в Табл.2.

#### 4. Заключение.

1. Принципът за „неортогонализма“ в техниката и особено в машиностроенето е сравнително нов и се прилага все още твърде рядко и твърде плахо главно поради субективни причини: инертност, консерватизъм, неразбиране и страх от усложнения в изчисленията, технологията и контрола.

2. Този принцип има несъмнено бъдеще в техническите системи. Достатъчно доказателство за това е, че той е основен принцип за „проектиране“ на живи и неживи системи от Природата [11, 12, 16].

3. Прилагането на неортогонализма в машиностроенето ще доведе до икономия на енергия, материали и време, което, според автора, е един допълнителен резерв за технически прогрес и оцеляване на човешката цивилизация [2, 5, 6, 14].

4. Необходимо е да се изучават и преподават по-задълбочено и по-смело общите принципи и критериите за оптимизационен синтез на затворени и отворени неортогонални механични системи.

5. Създаването на обобщени математически модели на неортогонални технически системи дава възможност да се изградят CAD/CAM системи с универсално предназначение.

6. Ортогонализмът в машиностроенето за сега не бива да се пренебрегва или отрича. Но трябва да се помни, че той по-скоро е изключение (и частен случай) на неортогонализма. Ортогонализмът е насилие, породено от научно безсилие. „Освобождаването“ на машините от ортогонализма ще ги направи по-интелигентни, по-сръчни, по-елегантни и по-икономични [11, 12, 16].

#### ЛИТЕРАТУРА

[1] И. И. Артоболевски. Механизмы в современной технике. В 7 томах, Москва, Наука, 1977-1981.

[2] С. Н. Кожевников и др. Механизмы. Москва, Машиностроение, 1976. 784 с.

- [3] А. Ф. КРАЙНЕВ. Словарь – справочник по механизмам. Москва, Машиностроение, 1981, 438 с.
- [4] Ф. М. ДИМЕНТБЕРГ. Теория пространственных шарнирных механизмов. Москва, Наука, Гл. Ред. Физ. Мат. Литертуры, 1982, 335 с.
- [5] Б. Б. АЛФЕРОВ. Конструкция и расчет автоматического оружия. Москва, Машиностроение, 1977, 245 с.
- [6] К. И. ЗАБЛОНСКИЙ, А. Е. ШУСТЕР. Плавно – регулируемые передачи. Изд. Техника, Киев, 1975, 271 с.
- [7] К. МИНКОВ. Механо-математическо моделиране на хиперболоидни предавки. Дис. д.т.н., БАН, София, 1986, 303 с.
- [8] К. МИНКОВ. Теория и практика на пространствени зъбни предавки. *Теоретична и приложна механика*, с 2 (1988), 84–95.
- [9] К. МИНКОВ, П. ПАРУШЕВ. Зъбен механизъм. Авт. свид. на НРБ с 19512, МПК 16Н 1/12, 1974.
- [10] В. АБАДЖИЕВ, К. МИНКОВ. Зъбен механизъм. Авт. свид. на НРБ с 36455, МПК 16Н 1/16, 1983.
- [11] К. МИНКОВ. Роботика. Изд. СУ „Кл. Охридски“. София, 1985, 314 с.
- [12] J. PHILIPS. Freedom in machinery. Cambridge University Press, England, vol. 1, 1985; vol.2 1990.
- [13] K. MINKOFF. A New Approach to Basic Geometry and Classification of Non-orthogonal Gearing. Intern. Power Transm. And Gearing Conf., ASME, Chicago, vol. 2, 1989, 593–598.
- [14] K. MINKOFF. Optimal Synthesis of Basic Geometry of Non-Orthogonal Crossed Axes Gearing. Proc. 9th IFToMM Conf., Milano, Italy, September 1995, vol. 1, 620–624.
- [15] K. MINKOFF. Some Quality Characteristics of Non-Orthogonal Hyperbolic Gearing. *J. Eng. Mechanics*, Czech Republic, Brno, 4, No 1 (1997), 45–49.
- [16] Н. ОРЛОЕВ. Методологически основи на промишления дизайн. Част II „Теория на композицията“. Хаб. Труд за Професор. РУ – Русе 1997, 328 с.

Кольо Минков  
 Институт по механика и биомеханика-БАН  
 Секция „Механика на системи тела“  
 Ул. „Акад. Г. Бончев“, бл. 4  
 113 София  
 e-mail: [minkov@imbm.bas.bg](mailto:minkov@imbm.bas.bg)

## NON – ORTHOGONALISM IN NATURE AND TECHNICS

**Kolio Minkov**

The report presents an attempt to systematize the reasons and to clarify the objectives and principles of applying non-orthogonalism in machinery. Due to the extensive character and nontriviality of the matter, we consider most of all spatial mechanisms with higher kinematic pairs (friction, cam and tooth gearing), where our experience is greater. The choice of the optimal form, dimensions and mutual position of the basic (pitch) surfaces is suggested. A general algorithm for calculating the pitch cones, contacting in one point is given to whom all known particular cases conform.