РУСЕНСКИ УНИВЕРСИТЕТ „АНГЕЛ КЪНЧЕВ”

Катедра ”Машинознание, машинни елементи и инженерна графика”

инж. Вълю Георгиев Джаджев

Метод за проектиране с елементи на оптимизиране на карданов съединител

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертация

за присъждане на образователна и научна степен **ДОКТОР** в професионално направление **5.5 „Транспорт, корабоплаване и авиация”** по научна специалност **„Машинознание и машинни елементи”**

Русе
2016

РУСЕНСКИ УНИВЕРСИТЕТ „АНГЕЛ КЪНЧЕВ”

Катедра ”Машинознание, машинни елементи и инженерна графика”

инж. Вълю Георгиев Джаджев

Метод за проектиране с елементи на оптимизиране на карданов съединител

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертация

за присъждане на образователна и научна степен **ДОКТОР** в професионално направление **5.5 „Транспорт, корабоплаване и авиация”** по научна специалност **„Машинознание и машинни елементи”**

Научни ръководители:

Доц. д-р инж. Емилия Ангелова,

Проф. д-р инж. Петър Ненов,

Доц. д-р инж. Трифон Трифонов

Рецензенти:

Проф. д-р инж. Огнян Алипиев,

Проф. д-р инж. Радостин Долчинков

Русе

2016

Дисертацията съдържа 145 страници. Включва 156 формули, 78 фигури и 7 таблици в 4 глави, изводи, и приноси. Библиографията обхваща 97 заглавия, от които 54 на кирилица и 43 на латиница. В автореферата всички означения, номерацията на фигурите, таблиците и формулите са според означенията в дисертацията.

Докторантът е зачислен в докторантура на самостоятелна подготовка към катедра „Машинознание, машинни елементи и инженерна графика" при Русенски Университет „Ангел Кънчев".

Изследванията по дисертационния труд са извършени в катедра „Машинознание, машинни елементи и инженерна графика" и апробирани на научни конференции.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на……..2016 г. от…… часа в зала…… на РУ"Ангел Кънчев" Русе, на заседание на Научно жури в професионално направление 5.5 „Транспорт, корабоплаване и авиация" по научна специалност „Машинознание и машинни елементи"
Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в каб. 1.310А на Русенски Университет– Русе, ул. „Студентска" 8, при г-жа Таня Бонева– катедра "Машинознание, машинни елементи и инженерна графика".

Автор: Вълю Георгиев Джаджев
Заглавие: Метод за проектиране с елементи на оптимизиране на карданов съединител
Тираж: 20 бр.
Печат: Печатна база при РУ „Ангел Кънчев"

I.ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИЯТА

Актуалност на проблема

При проектиране на карданов съединител се решават въпросите свързани с определянето на разстоянието между лагерите, начина на оформяне на рамената на вилките, тяхната дължина, формата и размерите на напречното им сечение, оформянето на връзката им с главината към валовете, оформянето на връзката им с ушите за иглените лагери и др.

Оценяването на конструктивната възможност за свързване на елементите на съединителя се свежда до "осигуряването на незасичане" на елементите му при всяко тяхно възможно взаимно положение в границите на избрания ъгъл на пресичане на валовете, както и по време на процеса на монтирането им един към друг. В досегашната практика това се проверява чрез създаването на няколко предварителни варианти на опитни образци на конструкцията и тяхната моделна проверка.

Въртенето на двете вилки с различни ъглови скорости усложнява проверката на незасичане и изменя по сложен начин тяхната моментна скорост на въртене. Това затруднява провеждането на коректна якостна оценка на вилките. Тя се прави с известен резерв, на базата на силите и съответните въртящи, и огъващи моменти в две гранични положения на задвижващата вилка. Тази особеност, използвана в традиционните методи на проектиране, прави проверката до голяма степен условна.

Във връзка с тенденцията за работа на кардановите съединители при по-високи скорости, нараства участието на динамичните компоненти в общото натоварване на вилките. Един от начините за решаване на този проблем е създаване на конструкции с минимален масов инерционен момент.

Изложените съображения налагат необходимостта от нов подход при проектиране на карданов съединител, насочен към минимизиране на неговата маса и размери.

Обект на изследването е възможността за създаване на методика за проектиране на карданов съединител с минимални размери и маса.

Предмет на изследването е разработване на методика и алгоритъм за проектиране на карданов съединител с минимални размери и маса.

Научна значимост и новост

- Разработен е метод и са изведени зависимости за точно определяне на периферните и осеви сили, действащи върху вилките за произволен ъгъл на завъртане.
- Определени са условията и изведени зависимостите за осигуряване на възможността за сглобяване на вилката и кръстачката.
- Изведени са зависимости за проверка на засичане при движение на главината и ухото при ъгъл $\gamma > 0$.

Практическа приложимост и полезност

Разработен е подробен алгоритъм за проектиране на карданов съединител с минимална маса, размери и масов инерционен момент на рамото на вилка. Настоящата разработка може да се използва при създаване на софтуер за автоматизирано проектиране на карданов съединител с минимална маса и размери.

Апробация

Дисертационният труд е докладван на части в катедра „Машинознание, машинни

елементи и инженерна графика” и на следните научни конференции:

- Национална конференция по Машиностроене и Машинознание, Варна, 2014;
- Научна конференция РУ & СУ 14, Русе, 2014
- Scientific- Technical Conference, Innovations in Engineering, Burgas, Bulgaria, 2015;
- Научна конференция на РУ& СУ 15, Русе, 2015

Публикации

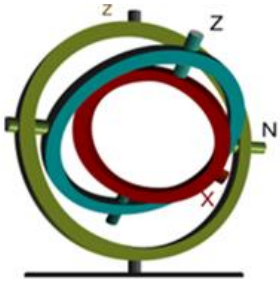
Във връзка с настоящия дисертационен труд са направени пет публикации, от които една е на английски език, а две са самостоятелни.

II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

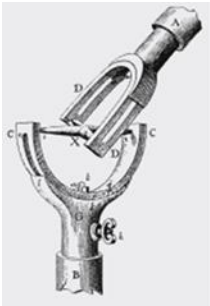
Глава 1. Състояние на проблема, цел и задачи на изследването

1.1. Исторически преглед на Кардановото съединение. Преглед на конструктивни варианти

1.1.1. Ранни сведения за кардановите съединители



Фиг.1.1. Пръстеновидно окачване(кардан)



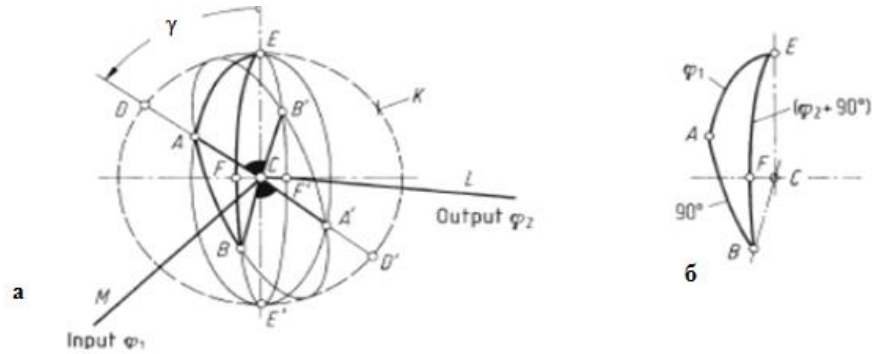
Фиг1.5. Съединител на Йохан Хевелиус

В основата на кардановия съединител е пръстеновидното шарнирно окачване-кардан(Фиг.1.1), използвано от древни времена. То намира приложение при лампи, морски компаси и часовници. През 1557 г. Джироламо Кардано описва това окачване в книгата си "De armillarum instrumento". Този тип свързване и съединителят, който бил оформен от него, били наречени "карданово окачване" и "карданов съединител". През 1674г. в своята книга "Animadversions" [73] Робърт Хук описва хелиоскопа на астронома от Данциг, Йохан Хевелиус, в който участва универсален съединител (Фиг.1.5). През 1676 г. той говори за "съединител" и "универсален съединител", защото последният е способен на движения в различни посоки. През 1678г. Хук публикува описание на връзките в съединителя, което довело до използването на термините „съединител на Хук“ и „шарнир на Хук“ в англоговорящите страни.

1.1.2.Теория на движението на карданов съединител

През 1824 г. Понселе с помощта на сферичната тригонометрия (Фиг. 1.7) доказал, че ротационното движение на кардановия съединител не е равномерно и извел основния му кинематичен закон:

$$\tan\varphi_1 = \cos\gamma \tan\varphi_2 \qquad (1.1)$$



Фиг.1.7 а, б Доказателство за неравномерното ротационно движение на карданов съединител от Ж. В. Понселе, 1824 г. а Оригиналната фигура [56, 57]; б Сферичен триъгълник от а

Където: φ_1 и φ_2 са ъглите на завъртане, съответно на водещата и водимата вилка, а γ е ъгълът между осите им. За същата цел различни автори използват и други средства- векторния анализ [52], аналитичната геометрия [69,84], матричното смятане[58], и др. Неравномерността на движение на кардановия съединител се изразява в това, че при постоянна ъглова скорост на водещата вилка ω_1 водимата вилка се върти се върти с променлива ъглова скорост ω_2 според израза:

$$\omega_2 = \frac{\cos\gamma}{1 - \sin^2\gamma\ \cos^2\varphi_1}\ \omega_1 \qquad (1.3)$$

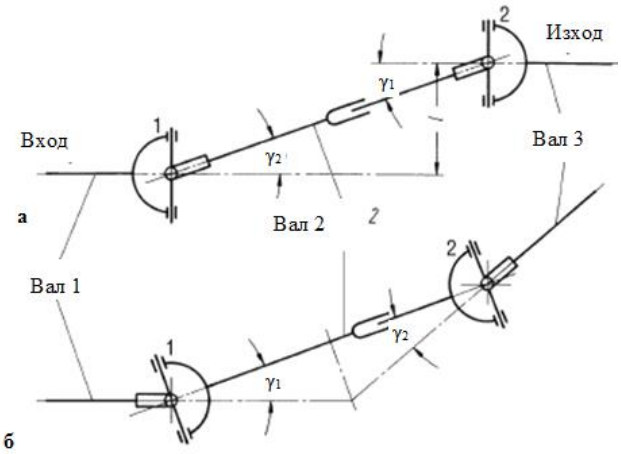
Екстремните стойности на ω_2 се получават при:

$$\varphi_1 = 0^0,\ 180^0,\ 360^0 \text{ и т.н.} \quad \Rightarrow \omega_2 = \omega_{2max} = \omega_1/\cos\gamma$$

$$\varphi_1 = 90^0, 270^0, 540^0 \text{ и т.н.} \ \Rightarrow\ \omega_2 = \ \omega_{2min} = \ \omega_1\ \cos\gamma$$

1.1.3. Сдвоени карданови съединители. Добавката на Окан към условията за постоянна скорост

През 1683г, Робърт Хук имал идеята за елиминиране на неравномерността в ротационното движение на единичния съединител чрез свързване на втори съединител. По-късно, през 1841г. Робърт Уилис потвърждава това и описва сдвоените съединители тип Z и W (Фиг.1.12) [96]. Тези съединители имат еднакви ъглови скорости на входа и изхода, ако трите вала лежат в една равнина, вилките на вал 2 са фазови, т. е. лежат в една и същата равнина и $\gamma_1 = \gamma_2$. През 1918г Маврций d'Ocagne демонстрира, че равенството $\gamma_1 = \gamma_2$ може да се поддържа, ако задвижващият и задвиженият вал се пресичат. Според неговата теория, сдвоеният карданов съединител предава



Фиг.1.12. а,б Универсални съединители с фазови вилки и $\gamma_1 = \gamma_2$ като предварително условие за постоянна скорост [88]. а Z-конфигурация, б W-конфигурация.

равномерно движение само ако са изпълнени следните две условия:

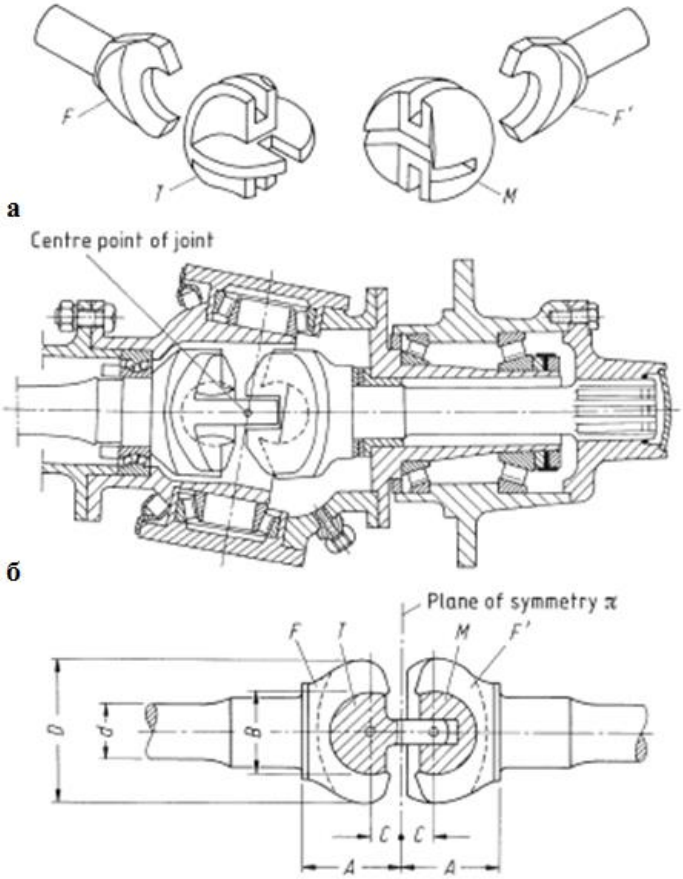
- осите на задвижващия и задвижвания вал се пресичат;

-сдвоеният съединител е разположен симетрично по отношение на равнината на симетрия π (бисектрисната равнина), която преминава през пресечната точка.

На практика тези условия не са лесни за изпълнение. Без специални устройства, не е възможно да се гарантира, че осите винаги ще се пресичат и че ъглите γ_1 и γ_2 ще бъдат винаги еднакви. От друга страна тези устройства усложняват конструкцията на сдвоени карданови съединители, което затруднява и оскъпява производството им.

1.1.4. Опростявания на сдвоения карданов съединител

Задачата да се намерят по-опростени, по-евтини решения с възможности за поддържане на постоянна скорост е занимавала изобретателите от началото на второто десетилетие на миналия век. Сред различните решения, свързани с опростяване на сдвоения карданов съединител [72, 92, 98], с най-голям успех се ползва Тракта съединителя на Пиер Фена от 1926г (Фиг.1.16). Той попада в раздела на синхронните юмручни съединители и е получил името си от името на автомобила на, който монтиран.



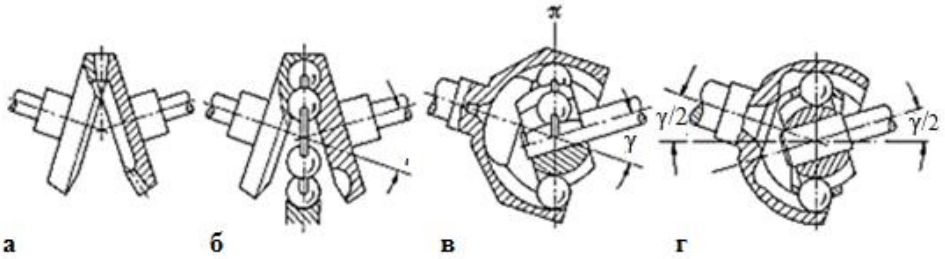
Фиг.1.16.а,б Тракта съединител на Пиер Фена от 1926 г. а Принцип на двойното нут и федер свързване; б поместване в шенкела на превозно средство.

Тракта съединителят [98] работи на принципа на двойното нут и федер свързване и може да предава движение при ъгъл на отклонение до 32° (Фиг.1.16.а,б). Той се

състои от четири отделни части: две вилки F и F‘ /наричани още скоби/и две плъзгащи се части T и M /центриращи сфери/, които се зацепват взаимно. Тези две плъзгащи се части, направлявани от сферични прорези, имат централни точки C, разположени винаги на еднакво, симетрично разстояние от центъра на съединителя O. По този начин се осигурява постоянна скорост. Независимо от ъгъла на отклонение, равнината на симетрия π преминава при γ/2 през точка O. През 1930 г., Маврций Окан доказва свойствата на постоянна скорост на Тракта съединителя в Парижката академия на науките [72].

1.1.5. Сачмени съединители

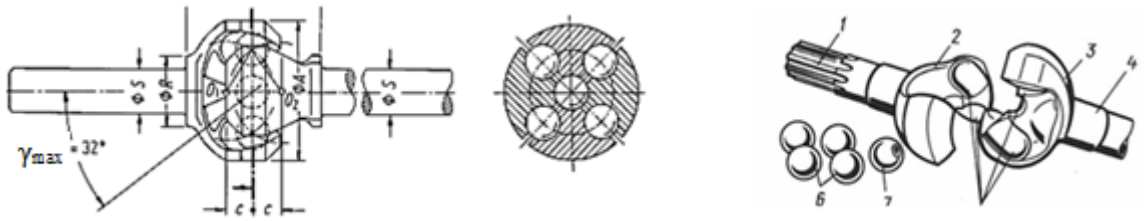
Предаването на въртеливо движение между два вала чрез конусни зъбни колела (Фиг.1.20.а) е равномерно.В началото на 20 век съществувала концепция за замяна на предавателните зъби със сфери (сачми) и сферични вдлъбнатини(Фиг.1.20.б).



Фиг.1.20. а-г Проследяване на развитието на двойка конусни зъбни колела с фиксиран ъгъл на отклонение до сачмен карданов съединител с променлив ъгъл на отклонение. а Двойка конусни зъбни колела; б сачмен карданов съединител с фиксиран ъгъл на отклонение; в сачмен карданов съединител с променлив ъгъл на отклонение, сферични пътеки и сферичен вътрешен път; г сачмен съединител със сепаратор.

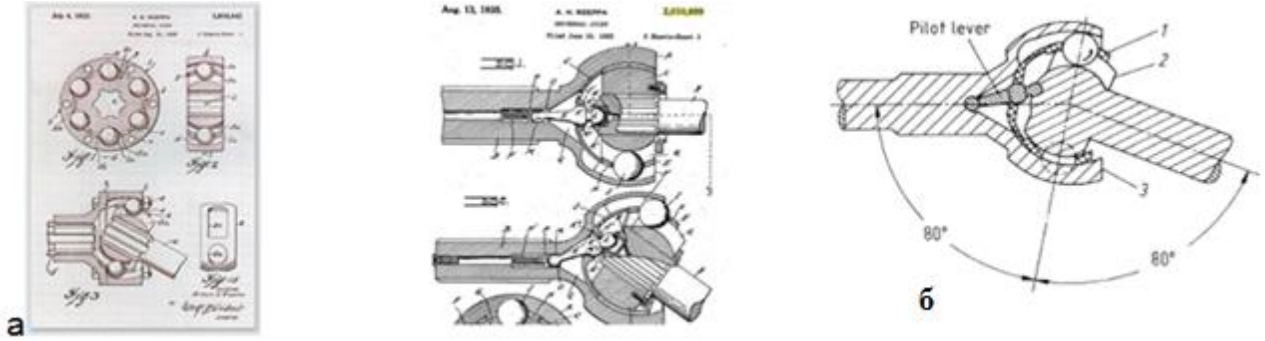
Сачмите са поместени в пръстен и се движат между входа и изхода на шарнира. Важно условие за придобиване на способност за отклонение на съединителя е преобразуването на вдлъбнатини на външното камбанообразно и вътрешното сферично тяло в сферични канали (пътеки, Фиг.1.20.в). Принципът на сферичната пътека позволил развитие на универсалния карданов съединител и довел до създаване на компактен съединител с постоянна ъглова скорост (Фиг.1.20.г). Този принцип датира от 1908г. в разработката на американеца Уилям Уитни [107]. Съединителят на Уитни има недостатъка, че когато е съосен ($\gamma = 0$) липсват сили на въздействие върху сачмите, които да ги придвижат в равнината на симетрия (Фиг.20.в), така тяхната позиция в концентричните пътеки е неопределена. Той може да функционира само при ъгли на отклонение $\gamma \geq 18^0$.

Карл Вайс преодолява този недостатък през 1923г. чрез прихващане на генериращи центрове на сачмените пътеки във входящата и изходящата части на съединителя, изместени на разстояние с от центърът му O(Фиг.1.21.). Това създава пресичащи се пътеки, които направляват сачмите автоматично в равнината на симетрия, дори и при прав (съосен) съединител [106,116].



Фиг.1.21. Четирисачмен карданов съединител на Карл Вайс със странични сачмени канали,

През 1933 г. Алфред Рзепа създава съединител с насочване на сачмите чрез сепаратор с изравнителен лост (Фиг.1.22б) като спомагателно средство за контрол.



Фиг.1.22.а,б; а Основни патенти на А. Рзепа [105, 108]; б принудително насочване на сачмите.1 сепаратор, 2 вътрешно тяло, 3 външно тяло.

Съществуват и други конструкции съединители, които не са обект на настоящата разработка, и само ще бъдат отбелязани в следващата точка.

1.1.6. Хронология на развитието на кардановия съединител [48].

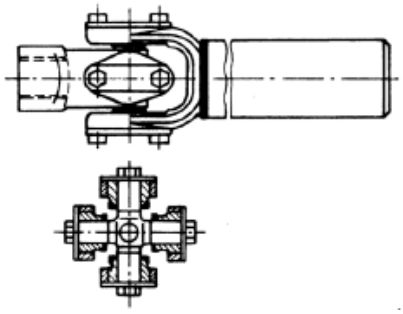
Представено е развитието на кардановите съединители в периода от 1352 г. (съединител за задвижване на вала в часовниковия механизъм на Страсбургската Катедрала.) до наши дни.

1.2. Класификация на кардановите съединители

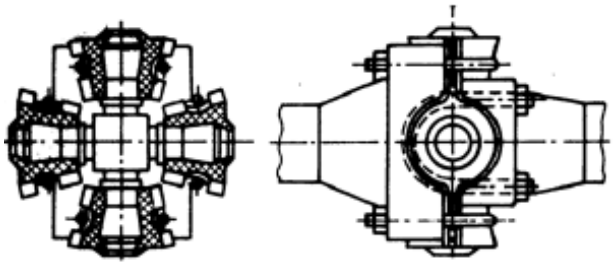
За основен класификационен признак на кардановите съединители е приета тяхната кинематика. По този признак те се разделят на две основни групи: синхронни и асинхронни. Синхронните карданови съединители поддържат еднаква ъглова скорост на свързаните валове, при всяко положение между тях, а при асинхронните скоростта на задвижвания вал периодично се променя.

В зависимост от механичните им свойства кардановите съединители се разделят на твърди и еластични. При предаване на въртеливо движение твърдите съединители допускат само ъглово изместване на вала, без възможност за аксиална компенсация (Фиг.1.23.). За разлика от твърдите, еластичните карданови съединители чрез еластичния си елемент оказват влияние върху честотата на трептене на механизма и имат способност да компенсират минимално осево изместване на вала (Фиг.1.24.).

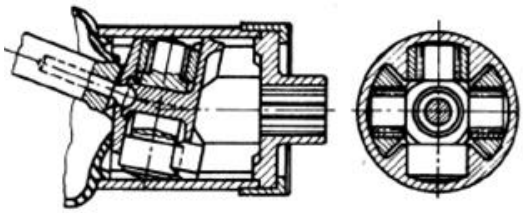
В зависимост от големината на ъгъла между осите на свързаните валове, се разделят на пълни (цялостни) и полукардановн. Пълните кардановите съединители имат две оси на люлеене и осигуряват пренасяне на мощност при относително големи



Фиг. 1.23. Твърд карданов съединител.

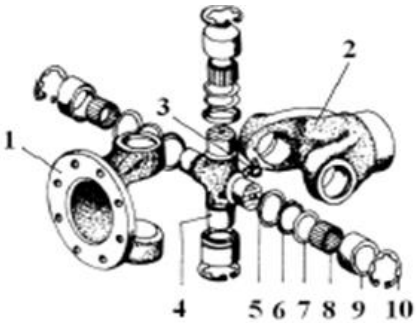


Фиг. 1.24. Еластичен карданов съединител с гумени втулки.

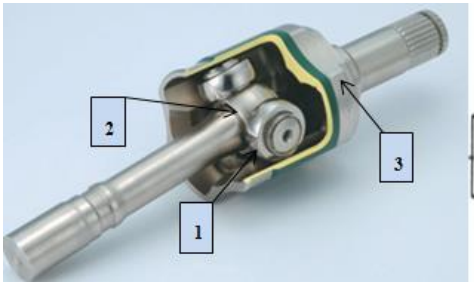


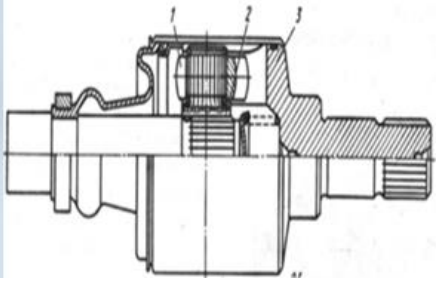
Фиг.1.25. Универсални карданови съединители.

ъгли на отклонение на свързаните валове. Ако конструкцията им позволява осево изместване вътре в съединителя, те се наричат универсални (Фиг. 1.25.), а в противен случай прости. Полукардановите съединители (полукардани) нямат физическа ос на люлеене и допускат взаимно отклонение между свързаните валове само под малък ъгъл. Широко приложение в автомобилната промишленост е намерил кардановия универсален синхронен съединител от вида ТРИПОД, известен още като три-рогов (трикрак, триногов) съединител (Фиг.1.28.). Той се състои от: корпус с надлъжни канали, изпълнен заедно с вала 3; главина 2 с три рога, закрепена на вътрешния край на кардановия вал и три ролки 1 с иглени лагери. Роговете и каналите са разположени под ъгъл 120^0.



Фиг.1.31. Асинхронен твърд карданов съединител





Фиг.1.28. Универсален карданов съединител тип ТРИПОД

В днешно време най-широко приложение намира асинхронният твърд карданов

съединител (Фиг. 1.31.). Той се състои от задвижваща вилка 1, задвижвана вилка 2 и кръстачка 4, които са свързани шарнирно чрез търкалящи иглени лагери 8, 9, осигурени против изпадане от вилките чрез пръстените 10.

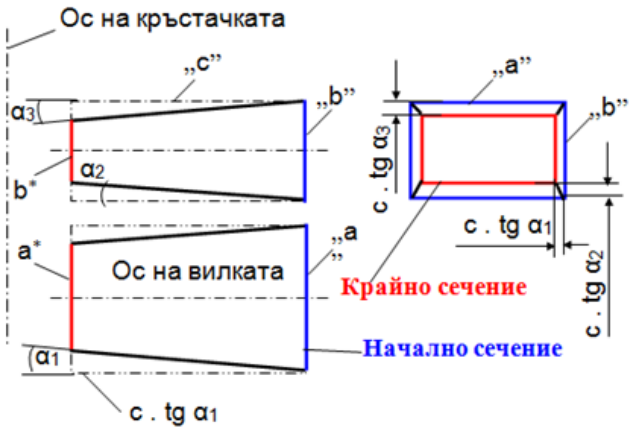
1.3. Съвременни методи за проектиране и тенденции за подобряване конструкцията на кардановия съединител

Проектирането на карданов съединител се извършва по стандартна процедура [7, 32, 33, 36, 43, 47], базираща се на натрупания в това отношение опит. Съотношението между основните размери на кардановия съединител определят якостта и трайността му, и частично възможностите за неговия монтаж. Препоръчва се изборът на основните размери да се извърши по аналогия с изпълнени конструкции. Основа за сравняване са предаваният въртящ момент и трайността на кардановия съединител. Предаваният номинален въртящ момент се изчислява от израза:

$$T = \frac{10^3 . P}{\omega} = 9550\,\frac{P}{n}\,, \quad N.m; \tag{1.5}$$

където: P - номиналната предавана мощност, kW; ω – ъглова скорост, rad/s и n - честота на въртене, min^{-1}.

По този момент от [5] и [6] се избират основните размери на кардановия съединител: типоразмерът на съединителя (типове, изпълнение и основни размери на вилките), размерите на кръстачката, типоразмерът на лагерите и др., като се спазва условието табличната стойност на въртящия момент $T_т$ да бъде равна или по-голяма от номиналната T. След това елементите на кардановия съединител се подлагат на якостни изчисления и якостни проверки на застрашените сечения чрез максималното натоварване, породено от действащите върху тях сили.



фиг.1.36. Параметричен модел на рамената на вилките: a x b, a* x b* – размери на началното и на крайното сечения; c – дължина на рамената; α_1, α_2, α_3 – ъгли за дефиниране на крайното сечение

В [44] е предложен нов подход на проектиране чрез моделиране на параметричен модел на раменете на вилките (Фиг. 1.36). При различни стойности на ъглите(α_1, α_2, α_3), началното, крайното и междинните напречни сечения на рамената са с правоъгълна, а надлъжните – с правоъгълна или трапецовидна форма. Предложен е алгоритъм за избор на кръстачка с минимални размери. Избраният подход за минимизиране на шарнирите на Хук е удачен и особено подходящ за разработване на софтуер.

В [40] е направен опит за определяне на граничните положения на завъртане на вилките, с цел осигуряване на незасичането им при отчитане на разликата в скоростите на въртене и промените във взаимното положение на осите им. Избраният подход е удачен и напълно подходящ за разработване на софтуер.

Някои изследвания показват, че натоварванията на вилките извън граничните положения могат да предизвикат разрушения. Това налага необходимост от създаване на възможност за определяне на натоварванията в съединителя при произволно положение на входящата вилка. Частично този въпрос е решен в [80].

1.4. Изводи

Направеният литературен преглед показва, че връзката между пресичащите се валовете се осъществява с помощта на карданов съединител (шарнир на Хук), при който две вилки се свързват с кръстачка с перпендикулярно разположени оси посредством иглени лагери.Известни са и други конструктивни варианти на тази връзка. Тя обаче е най-широко използвана в практиката и най-интересна от гледна точка на настоящата разработка.

При проектирането на карданов съединител е необходимо оценяване на конструктивната възможност за свързване на елементите му, както и технологичността на изпълнение на това свързване. На практика това се свежда до "осигуряването на незасичане" на елементите на съединителя при всяко тяхно възможно взаимно положение в границите на избрания ъгъл на пресичане на валовете, както и по време на процеса на монтирането им един към друг. В досегашната практика това се проверява чрез създаването на няколко предварителни варианти на опитни образци на конструкцията и тяхната моделна проверка, което оскъпява и удължава процеса на проектиране.

Въртенето на двете вилки с различни ъглови скорости, освен че усложнява проверката на незасичане, изменя по сложен начин и тяхната моментна скорост на въртене. Това затруднява провеждането на коректна якостна оценка на вилките. Тя се прави с известен резерв, на базата на силите и съответните въртящи и огъващи моменти в двете гранични положения – при разположение на равнината на задвижващата вилка в равнината на двата свързани вала ($\varphi_1 = 0^0$, 180^0 и т.н.) и за случая, когато равнината на първата вилка е перпендикулярна на равнината на двата вала ($\varphi_2 = 90^0$, 270^0 и т.н.). Тази особеност, използвана в конструкторската практика прави проверката до голяма степен условна.

Във връзка с тенденцията за работа на кардановите съединители при по - високи скорости, нараства участието на динамичните компоненти в общото натоварване на вилките. Един от начините за решаване на този проблем е създаване на конструкции с минимален махов инерционен момент.

Извършеното проучване на конструктивните особености и на процеса на проектиране на най-широко разпространените асинхронни твърди карданови съединители позволява да се изяснят основните проблеми, и определят следните изводи:

-опасност най-високите напрежения във застрашените сечения да бъдат извън двете традиционни гранични положения на вилките;

-проблеми за определяне на силите, натоварващи вилките при произволен ъгъл на завъртане спрямо оста на съответния вал;

-използване на опростени и неточни методи за определяне на напреженията в застрашените сечения на вилките;

-липса на специализирано програмно осигуряване за лесно генериране на изчислителни модели на вилките;

-невъзможност за контролиране на взаимното „засичане” на вилките, с отчитане и на промените на взаимното им положение не само заради пресичането на осите на двете кръстачки, а и с отчитане на промените при относителното им завъртане

-липса на програмно осигуряване, включващо оптимизационни процедури и др.

1.5. Цел и задачи на изследването.

Върху основата на направения анализ на сегашното състояние на разглеждания проблем, беше определена следната цел на настоящия труд: ***да се разработи методика и алгоритъм за проектиране на карданов съединител с минимални размери и тегло***. За достигане на поставената цел е необходимо да се решат ***следните задачи***:

- Исторически преглед на Кардановото съединение. Преглед на конструктивни варианти
- Усъвършенстване на математичния модел, представящ изходната конструкция за моделиране на карданов съединител с минимални размери.
- Разработване на метод за точно определяне на периферните и осеви сили, действащи върху шарнирите за произволно избран ъгъл на завъртане на задвижващата вилка
- Разработване на алгоритъм за определяне на условията, осигуряващи възможност за сглобяване на вилката и кръстачката при приети размери още на ниво проектиране
- Разработване на алгоритъм за определяне на размерите на вилките от съображения на незасичане при движение, при точен 3D модел на шарнира в пространството, при различни стойности на ъгъла на пресичане на валовете и произволни спрегнати положения на раменете на вилките.
- Якостна проверка на вилките.
- Разработване на процедури за определяне на масовия инерционен момент на вилка с избрана конструкция, форма и размери.
- Обобщен алгоритъм за проектиране на карданов съединител.

Глава 2. Основни етапи на проектирането на карданови съединители.

За конструиране на съединителя са необходими входящи данни, които считаме за дадени:

- Номинална предавана мощност P, Nm;
- Ъгъл на пресичане на геометричните оси на вилките γ;
- Материали за кръстачка, вилка, вал: закалена шийка,

$[\sigma_{ог}]$=80-100 MPa;

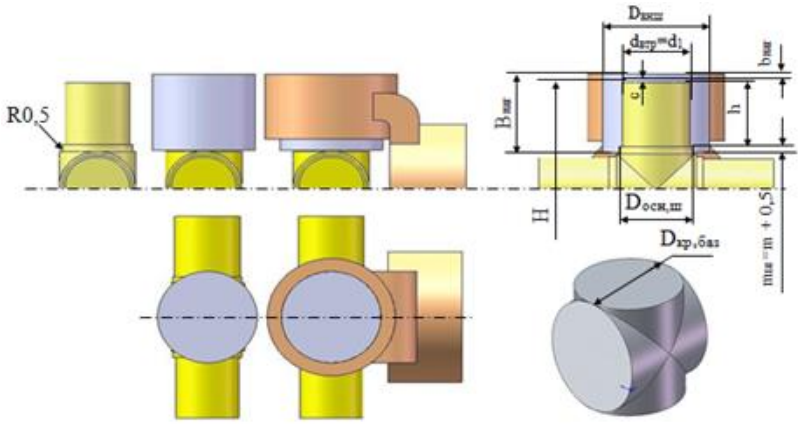
- Главина: Форма на отвора – за цилиндричен вал, за квадратен вал, за вал-тръба; Щлици: правостенни, еволвентни; допустимо напрежение на смачкване; Материал и др.

2.1. Избор, обосновка и параметрично описание на математичния модел, представящ изходната конструкция за моделиране на карданов съединител с минимални размери.

За модел на рамената вилките е избран математичния модел, предложен в [44], който е показан на Фиг. 1.36. Избраният математичен модел, отразяващ широко използваната традиционна форма на рамената на вилките е обоснован чрез анализ на силовото им натоварване.

2.2. Определяне на минимални размери на кръстачката.

Тъй като шарнирното свързване на вилката и кръстачката в повечето от конструкциите на кардановите съединители се осъществява чрез иглени лагери, то за да се определят минималните размери на лагерните шийки на кръстачката (фиг.2.2) е необходимо да се използват съответните размери на игления лагер. В началото се избира лагер с най-малки размери. Според вътрешният диаметър на лагера $d_{втр}$ се избира диаметъра на шийката $d_1 = d_{втр}$.



Фиг.2.2. Параметри на лагера определящи минималните размери кръстачката.

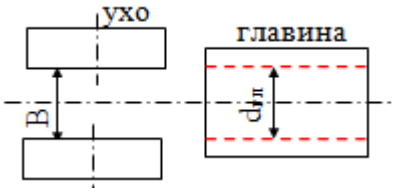
Диаметърът $D_{осн,ш}$ и височината $m_ш$ на стъпалото на шийката зависят от варианта на конструкцията на лагера $D_{осн,ш}$= (1до2) $d_р$ + $d_{втр}$, mm (2.1); където $d_р$- диаметър на ролката. Основата на кръстачката (Фиг.2.2; [44]) може да се оформи от два базови цилиндъра с перпендикулярни и със съвпадащи средни точки на геометричните им оси. Минималният размер на диаметъра се определя от $D_{кр,\ базов}$= $D_{осн,ш}$ + 2R. Дължината на базовия цилиндър е равна на диаметъра му. Височината на шийката h зависи от височината на лагера $B_{лаг}$ и необходимата минимална хлабина „c” между челото на шийката и дъното на лагера. Тогава при дебелина на дъното на лагера $b_{лаг}$, височината на шийката може да се определи:

$$h = B_{лаг} - b_{лаг} - m – c \qquad (2.3)$$

За така определените h и $D_{кр,базов}$ следва, че минималният размер H на кръстачката е равен на : $H_{min} = 2.(h + m_ш + R) + D_{кр,\ базов}$ (2.4)

Следва, така приетият диаметър на шийката да се провери якостно на огъване.

$$\sigma_{ог} = M_{max,шийка} /W_{ог} \leq [\sigma_{ог}] \qquad (2.5)$$



Фиг.2.6. Схема за уточняване на разстоянието между рамената B_{min}

Ако резултатът от проверката (2.5) е отрицателен, се приема следващ по размер игленен лагер и се конструира нова кръстачка със съответни на лагера размери. Цикъла продължава докато се постигне положителен резултат. От приетите размери за кръстачката може да се определи минималната стойност на размера B на вилката

$$B_{min} = D_{кр,\ базов} + 2(m_ш + R),\ mm. \qquad (2.9)$$

От друга страна размер B не може да е по-малък от вътрешния диаметър на главината $d_{гл}$ (Фиг.2.6). Ако определената от горното условие стойност на B_{min} се окаже по малка $d_{гл}$, се увеличава стъпалото под шийката на кръстачката $m_ш = d_{гл} - B_{min}$, а за B_{min} се приема нова стойност $B_{min} = d_{гл}$. Новата стойност на $m_ш$ ще предизвика промяна и в габаритния размер на кръстачката $H = 2.(h + m_ш + R) + D_{кр,базов}$.

2.3.Изчисляване на иглените лагери,валовете и шлиците.

Тъй като лагерите са избрани предварително тяхното изчисляване е проверено чрез допустимото радиално натоварване [F], което се определя по израза (1.11). Избрания лагер трябва да удовлетворява условието(1.12)

$$[F] = \frac{2500 d^{0,7} l_p}{(n_1 L_h)^{o,3}}\ ,N; \qquad (1.11)$$

$$F_{t\,max} = F_{t2} = F_{t1}/\cos\gamma \le [F] \qquad (1.12)$$

Където d – диаметър на шийката на кръстачката, mm; $n_1 = n.tg\,\gamma$–относителна скорост на колебания на шийката на кръстачката в лагера, min^{-1}; L_h - трайността на лагера, h.

Валът на задвижваната вилка се натоварва на усукване и огъване. Неговият диаметър $d_{вал}$ се изчислява якостно по традиционния начин, като еквивалентното напрежение се определя по трета или четвърта якостна теория.

Шлицовите съединения са стандартизирани и напречните им размери се избират в зависимост от диаметъра на вала. Ето защо при тези съединения се изчислява само дължина на шлиците $L_{шл}$ на съединението чрез условието за устойчивост на смачкване [36] по формулата:

$$L_{шл} \ge 2.T_1/\cos\gamma\ /\ (D_{ср}.H_{раб,зъб}.z.\ \varphi_{шл}.\ [\sigma_{смч}],\ mm; \qquad (2.18)$$

На алгоритмичен език DELPHI е създадена програма, обслужваща процедурата „Изчисляване на Вала и шлиците“.

2.4. Разработване на метод за точно определяне на периферните и осеви сили, действащи върху шарнирите за произволно избран ъгъл на завъртане на задвижващата вилка.

На Фиг.2.7 схематично е изобразено моментно положение от въртенето на твърд единичен карданов съединител с оси на вилките, лежащи в хоризонталната равнина, сключващи помежду си ъгъл **γ.** Показано е положението при което точка A_1 (разположена в шарнирната връзка между кръстачката и вилка 1) и точка B_1

(разположена в шарнирната връзка между кръстачката и вилка 2) са натоварени с резултантната сила F, която се разлага на тангенциални (F_t) и аксиални (Fa) компоненти.

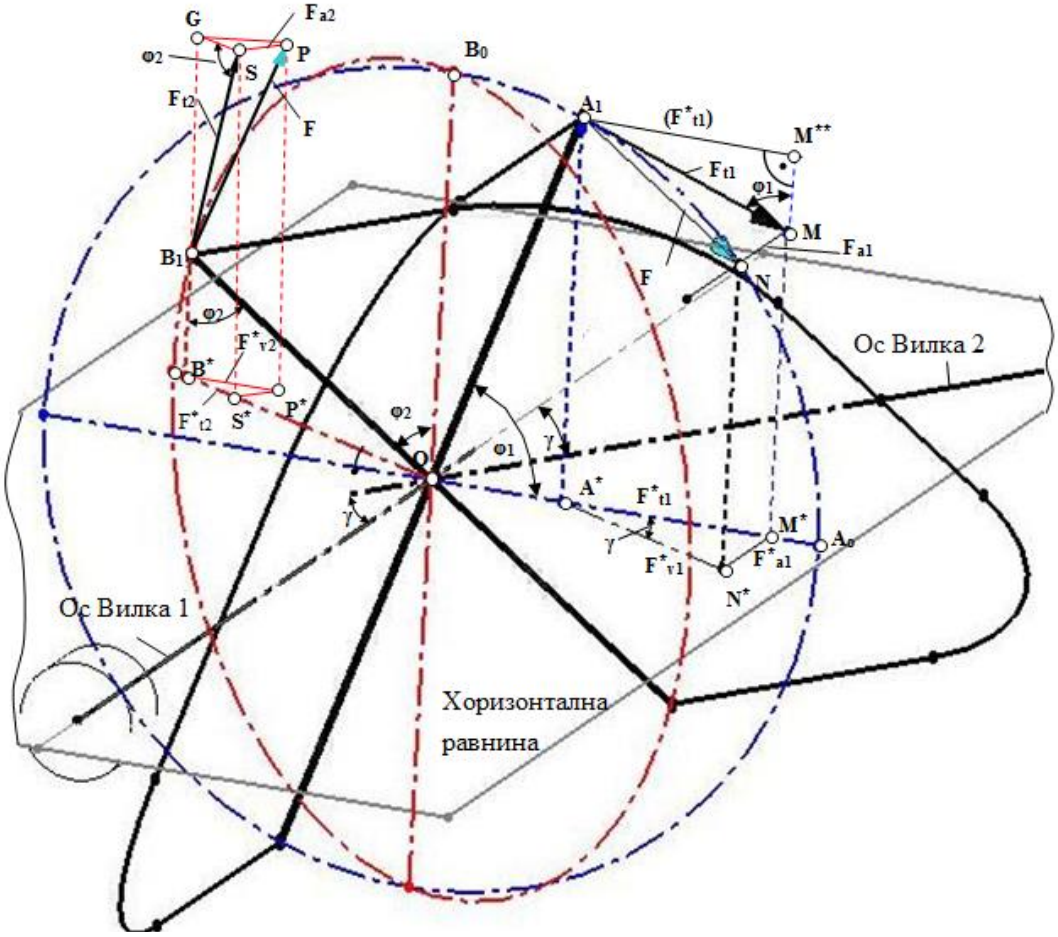
Изведени са изразите на резултантната сила F, аксиалните сили Fa_1 и Fa_2, и на тангенциалната сила Ft_2.

$$F = Ft_1 \, SQRT\,(1+ \sin^2 \varphi_1 . \, tg^2 \gamma). \qquad (2.28)$$

$$Fa_1 = F*a_1 = Ft_1 . \sin \varphi_1 . \, tg \, \gamma \qquad (2.27)$$

$$Ft_2 = F . \cos \gamma \, / \, (\cos \varphi_2 \, . \, SQRT(1+ tg^2 \varphi_2 \cos^2 \gamma)) \qquad (2.36)$$

$$Fa_2 = Ft_2 . \cos \varphi_2 . tg \, \gamma \qquad (2.37)$$



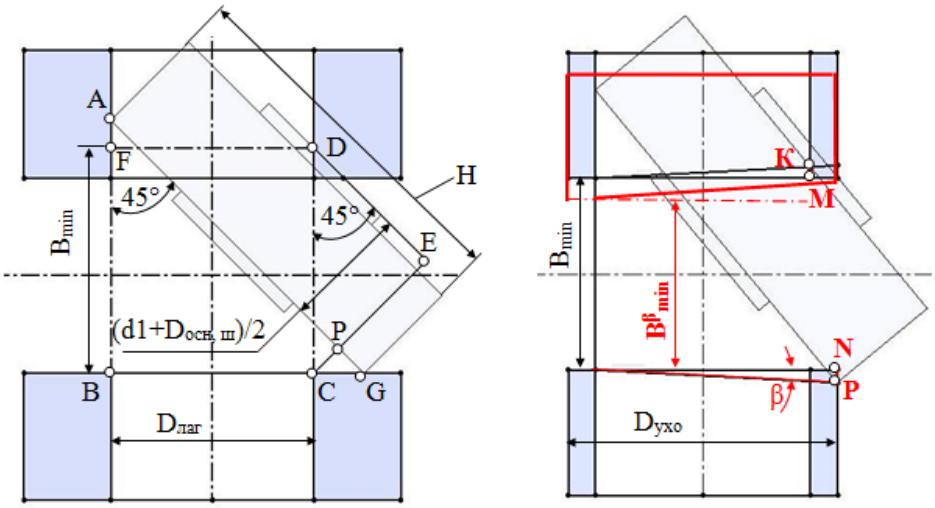
Фиг. 2.7. Сили в кръстачката и проекциите им върху хоризонталната равнина.

2.5. Разработване на алгоритъм за определяне на условията, осигуряващи възможност за сглобяване на вилката и кръстачката при приети размери още на ниво проектиране

За да се определят условията за сглобяване, в случая с нескосени под ъгъл уши на вилката, се разглежда граничното положение на кръстачката (Фиг.2.9,а), определено от:

- точка А на горната шийка да лежи на линията на границата на отвора на горното ухо;

- точка G на долната шийка да лежи на вътрешната равнина на долното ухо;
- точка D да лежи на дясната гранична линия (или на продължението й) на горния отвор на ухото така;
- Геометричните оси на кръстачката и отвора да са под ъгъл 45°. Тогава хоризонталната правата FD определя граничното положението на горното ухо спрямо долното. В това положение кръстачката се допира до трите точки A, D и G . При следващо преместване на т.A нагоре допирната точка от кръстачката ще се отдалечи от т. D. Тогава разстоянието между AD и долното ухо ще съответства на минималното разстояние между ушите при което е възможно сглобяване.



а) без скосяване на ушите б) със скосяване на ушите

Фиг.2.9. Схема за определяне условията за сглобяване на вилката и кръстачката

$$B_{min} = CD = 2^{1/2}/2.\ (d_1 + D_{осн,\ ш} + H - D_{лаг} 2^{1/2}) \qquad (2.42)$$

Условието гарантиращо сглобяването е: $\mathbf{B \geq B_{min}}$.

Ако ушите се скосят под ъгъл β (Фиг.2.9,б) разстоянието B_{min}, определено за случая без скосяване, трябва да се увеличи с разликата от разширението на горното ухо и долното ухо (разликата на отсечки KM и NP).

$$B^{\beta}_{min} = B_{min} + tg\beta\ (D_{лаг} - D_{ухо})/2 \qquad (2.44)$$

От якостни съображения, за да не се намали прекомерно височината на ухото и цялостта на отворът му, може да се наложи ограничение за β - изрязаната част да е не повече от 1/3 от височината на ухото, от което следва:

$$tg\ \beta_{max} = 2.\ L_{ухо} / (D_{лаг} + D_{ухо})/3 \qquad (2.45)$$

За ъгъл различен от β_{max} , разстоянието между ушите се изчислява по (2.44), а за β_{max} по (2.46).

$$B^{\beta}_{min} = B_{min} + tg\beta_{max}\ (D_{ухо} - D_{лаг})/2 = B_{min} + L_{ухо}/3.\ (D_{ухо} - D_{лаг})/(D_{ухо} + D_{лаг}) \qquad (2.46)$$

2.6. Определяне на минимални размери на вилката.

2.6.1. Елементи на вилката, основни параметри и характеристики.

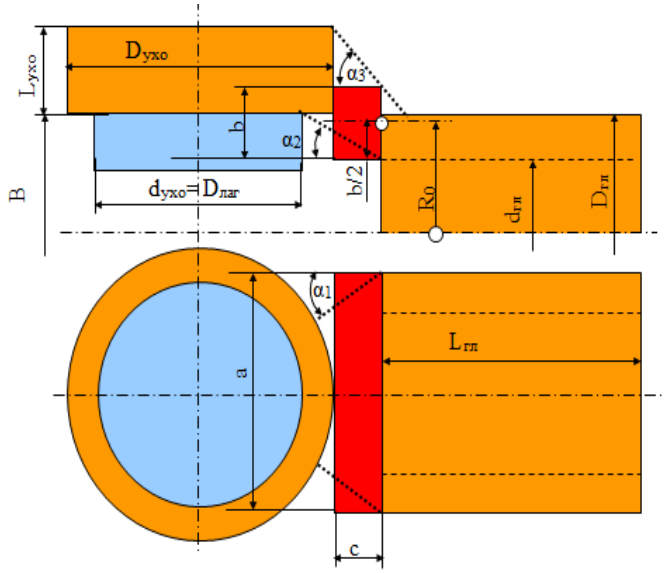
Елементите които съставят конструкцията на вилката са главина свързана с две еднакви рамена завършващи с уши. Основните геометрични параметри които

характеризират конструкцията на елементите, показани на Фиг. 2.10. са:

Главина – цилиндър с външен и вътрешен диаметър $D_{гл}$, $d_{гл}$ и дължина $L_{гл}$;

Ухо - цилиндър с външен и вътрешен диаметър $D_{ухо}$, $d_{ухо}$ и дължина $L_{ухо}$;

Рамо – призматична изходна геометрична форма с размери **а × в × с,** началното сечение на която е правоъгълник **а × в** допрян до челото на главината и изместен спрямо геометричната ос на вилката на разстояние $\mathbf{R_0}$**.** Чрез ъглите $\boldsymbol{\alpha_1}$ **,** $\boldsymbol{\alpha_2}$ и $\boldsymbol{\alpha_3}$ изходната геометрична форма може да се преобразува в права или наклонена пирамида с основи квадрат или правоъгълник. На Фиг.2.10, с точкова линия са показани възможните граници на изменение на трите ъгъла и възможността за получаване на различни геометрични форми на рамото.



Фиг.2.10. Основни елементи на вилката, взаимно разположение и геометрични характеристики определящи цялостната конструкция.

Изяснени и описани са: параметри за относително разположение на отделните елементи; геометричните и конструктивни характеристики на лагера; геометричните характеристики на кръстачката и на главината.

Размерите на главината са получени при якостното пресмятане на вала.Минималните размери на кръстачката са уточнени при избора и изчисляването на лагера. Два от тях са обвързани с вилката: размер B и вътрешния диаметър на ухото $d_{ухо}$, равен на външния диаметър на лагера $D_{внш}$. Минималната стойност на дебелината на ухото може да се приеме равна на дебелината на корпуса на лагера. Тя може да се определи като 1/2 от разликата на външния диаметър на лагера и сумата от вътрешният му диаметър и 2 пъти диаметъра на ролката : $(D_{внш} – (d_{втр} +2d_р))/2$, (2.51)

От нея може да се определи минималната стойност на външния диаметър на ухото на лагера, като сума от външния диаметър и два пъти дебелината на корпуса му.

$$D_{ухо}= D_{внш} + (D_{внш} – (d_{втр} +2d_р))/2= (3.D_{внш} – (d_{втр} -2.d_р)) /2, \text{ mm} \qquad (2.52)$$

Дължината на ухото $L_{ухо}$ може да се приеме равна на височината на лагера $B_{лаг}$ увеличена с 1 до 2 мм, а при използване на осигурителен пръстен

$$L_{ухо}=B_{лаг} + (d_{ос.пр}+1\div2), \text{ mm} \qquad (2.53)$$

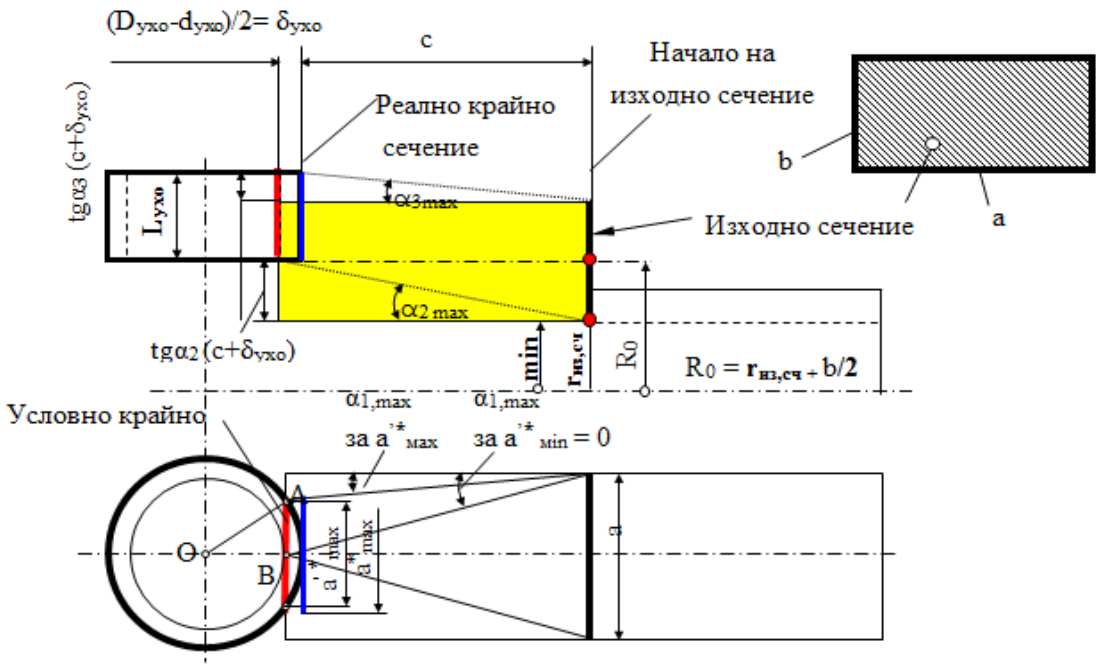
2.6.2. Относително разположение на рамото спрямо ухото. Ограничителни условия.

Приетата пространствена форма на рамото е права или наклонена пирамида с основи правоъгълник (в частния случай квадрат), която произлиза от базовата геометрична форма призма (трите ъгъла $\boldsymbol{\alpha_1}$,$\boldsymbol{\alpha_2}$ и $\boldsymbol{\alpha_3}$ имат стойност нула). Тя може да се

преобразува в пирамида според приетите стойности на трите ъгъла (Фиг.2.12). Ъглите $\boldsymbol{\alpha_1}$ и $\boldsymbol{\alpha_2}$ могат да имат само положителни стойности (≥ 0), а $\boldsymbol{\alpha_3}$ може да има и отрицателна стойност. Изходното сечение (началото на рамото) лежи в челната равнина на главината и е правоъгълник с размери $\mathbf{a} \times \mathbf{b}$. Крайното сечение (размери $\mathbf{a}^* \times \mathbf{b}^*$), е разположено на разстояние „**c**" от изходното и може да бъде правоъгълник или трапец според стойностите на ъглите $\boldsymbol{\alpha_1}$, $\boldsymbol{\alpha_2}$ и $\boldsymbol{\alpha_3}$. Въвежда се и едно условно сечение($\mathbf{a}'^* \times \mathbf{b}'^*$), което се явява преходна геометрична форма между ухото и рамото. То ограничава условната граница на навлизане на рамото в ухото.

При разполагане на рамото между ухото и главината се налагат определени общи ограничения:

а) Ако $\alpha_2 > 0$, условната част на рамото (в която се оформя прехода между рамото и ухото) не трябва да навлиза в лагера т.е. минималното разстояние на което трябва да се разположи условното крайно сечение (Фиг.2.12 с удебелена червена линия) на рамото спрямо геометричната ос на ухото е 1/2 $D_{лаг}$, а разстоянието между условното и реалното крайно сечение е $\delta_{ухо}$.



Фиг 2.12. Дефиниране разположението на рамото спрямо ухото на вилката и главината, чрез началото на изходното, изместването на крайното спрямо него и допустимото изместване на условно сечения спрямо крайното.

Определени са и други ограничения на разположението на рамото на вилката, и са изведени параметричните зависимости:

$$\mathbf{a}^*_{\mathbf{max}} = 2.\ tg\alpha_1.\ \delta_{ухо} + [D^2_{ухо} - D^2_{лаг}]\ ; \qquad (2.56)$$

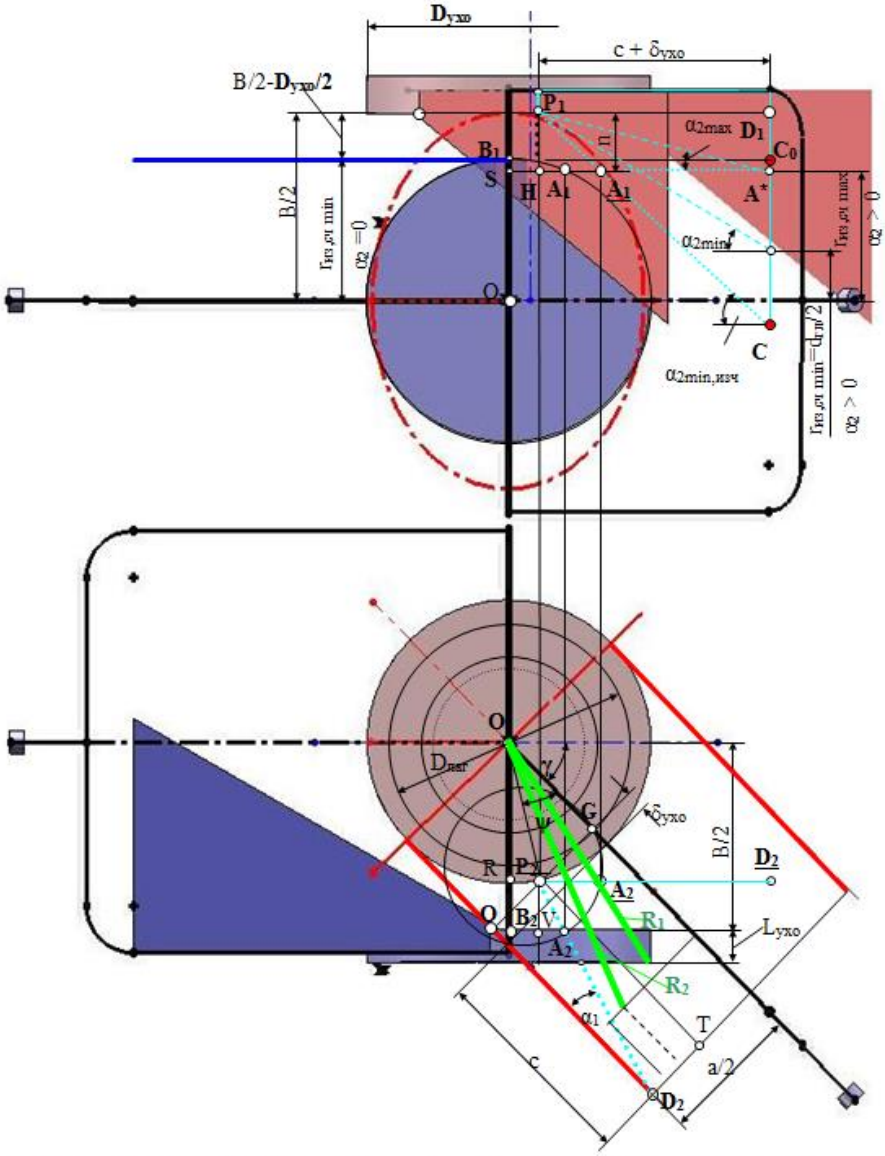
$$\mathbf{a}^*_{\mathbf{min}} = a - 2.\ tg\alpha_1.\ (c + \delta_{ухо})\ . \qquad (2.57)$$

2.6.3. Определяне на ограниченията на параметрите на изходното сечение на рамото при ъгъл γ >0.

Наличието на ъгъл γ налага допълнителни условия за размер "a" на началното

сечение на рамото, което от своя страна налага съобразяване и обобщаване на направените преди това изводи.

На фиг. 2.13, двете вилки са показани в изходно положение (φ_1=0), при което те са най-близо една до друга. Основните изображения във фиг. 2.13 се отнасят за случая при който α_2 >0 и α_1 =0. За да се изведе общият случай, при който рамената са скосени и под ъгъл α_1 (обвързан с α_1 е и размер „а” на изходното сечение), във втора проекция, със синя точкова линия е показано разположението на рамото на Вилка 2. За да не навлезе в корпуса на лагера т. P_2 е разположена на допирателната към външния диаметър на лагера. Рамото на Вилка 2 пресича ухото (изгледа отгоре) на Вилка 1 в т. A_2, която определя граничното положение на рамо 2 след която се появява възможност за засичане на рамото с Ухо2.



Фиг.2.13. Схема за определяне на минималните стойности на α_2 и $r_{из,сч}$ при **γ** >0. Със син цвят е показана една стена на рамото от Вилка 1, а с червен на две от Вилка 2

За да се изобрази с истинските си размери, рамото на Вилка 2 се завърта около т. P2, докато застане успоредно на геометричната ос на Вилка 1. Завъртяното положение е представено с линия в светло син цвят. Граничната точка A2 се е

завъртяла до положение A2, D2 до D2 и съответно в първа проекция до A1 и D1. Тогава точковата линия P1C ще определи граничната линия на рамото на Вилка 2. Точка C определя най-ниската точка на „изходното сечение”.

На базата на извършен математичен анализ са изведени изразите на минималните стойности на ъгъл α_2 и на разположението на началото на изходното сечение.

$$tg\ \alpha_{2.min} = [B/2 - D^2_{ухо}/4 + (B_2A_2)^2]/(c+\delta_{ухо}-\sin(\gamma+\alpha_1).$$
$$(B/2+L_{ухо}-\cos\gamma.SQRT(D^2_{ухо}-D^2_{лаг})+D_{лаг}.\sin\gamma)) \quad (2.59)$$

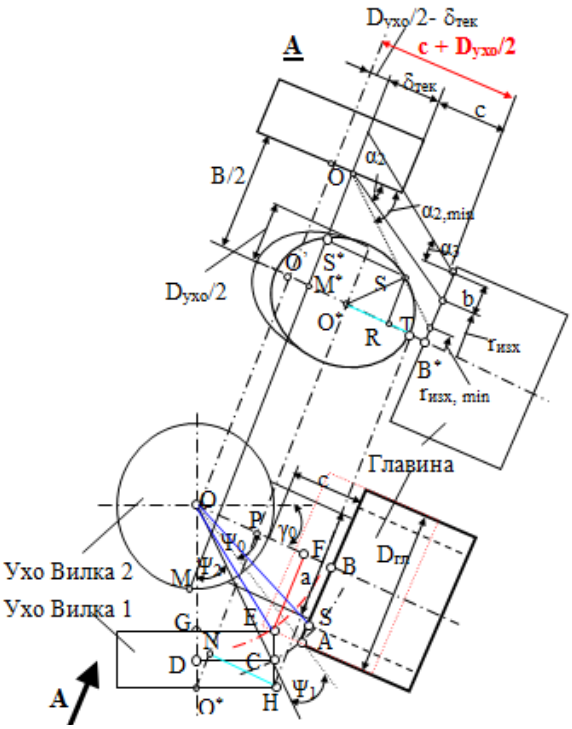
$$r_{из,\ сч\ min} > B/2 - tg\ \alpha_{2min}.\sin(\gamma+\alpha_1).(B/2+L_{ухо}-\cos\gamma.SQRT(D^2_{ухо}-D^2_{лаг})+D_{лаг}.\sin\gamma) - B/2$$
$$- D^2_{ухо}/4 + (B_2A_2)^2 \quad (2.60)$$

След като е избран и изчислен лагера и направена проверка за сглобяване са уточнени размерите, които имат отношение към разположението на рамото спрямо ухото и главината:

- Разстояние между ушите: B ;
- Външен диаметър,височина и дебелина на ухото: $D_{ухо}$, $L_{ухо}$, $\delta_{ухо}$;
- Външен и вътрешен диаметър на лагера: $D_{лаг}$, $d_{втр}= d_1$
- Вътрешен диаметър на главината: $d_{гл}$

Тези размери могат да се приемат за относително постоянни, до момента при който стане невъзможно да се осигури незасичане при покой или въртене (за $\gamma > 0$) и/или да не се удовлетвори якостната проверка на рамото.

2.6.4. Проверка за засичане на главината и ухото при ъгъл γ >0.



Фиг.2.15. Схема за определяне на засичането на главината с ухото.

На Фиг.2.15 е показано положението при което главината и ухото са най-близко една до друга. Разгледани са два варианта според стойността на размер *c*.

Първият вариант - за $D_{ухо}/2+ c \leq OF$. Най-изпъкналата т. A от главината, е разположена под вътрешната челна повърхнина на ухото на Вилка 1.Тя се завърта по окръжност с център т.O и при определена стойност на γ ще съвпадне с т.C. Въвеждат се ъглите Ψ. Условието което определя от коя стойност на γ т.A на главината ще се допре и след това ще навлезе в ухото зависи от сумата (90°) на трите ъгъла. Когато Ψ_1 стане нула е момента на допиране, а когато той стане <0 навлизане в ухото. За да се избегне засичането може да се увеличава **c**, докато OA стане > OH, т. е.

$$c^2+D_{ухо}c > (B/2+L_{ухо})^2 - D^2_{гл}/4 \quad (2.62)$$

Втори вариант - за $D_{ухо}/2+ c > OF$(с червен цвят). За да се гарантира ненавлизане на Ухо1 в Главина 2 се определят радиусите R1 и R2 и чрез тях се определя $c_{min.}$. От <u>Изглед A</u> се определя условието за

навлизане на ухото на Вилка 1 в главината на Вилка2 и минималният ъгъл на скосяване на рамото α_2.

$$\sin \alpha_{2,min}=2\cos \gamma B + (4\cos^2 \gamma B + D^2_{ухо}(4 \cos \gamma+1))^{1/2}/(D_{ухо}(4 \cos \gamma+1) \quad (2.65)$$

Текущата стойност на α_2 трябва да е $\alpha_2 \geq \alpha_{2,min}$. За да не навлезе ухото на Вилка 1 в главината на Вилка 2 трябва да се изпълни и условие: $TB^*>0$, (2.66)

което съответства на $\mathbf{c} > D_{ухо}/2. \cos \gamma. (\cos \alpha_{2,min} +1) - \delta_{тек}$; (2.68)

Необходимо условие ⇒ **c** > c_{min} (2.70). Чрез $\alpha_{2,min}$ се определя и минималната стойност на началото на изходното сечение: $r^{min}_{изх,сч} = \tan \alpha_{2,min}. (c + \delta_{тек})- B/2$. (2.71)

Определени са и условия за незасичане на „ ухо- рамо“. От изведените условия следва:

- Текущата стойност на α_2 трябва да е $\alpha_2 > \alpha_{2,min}$;
- Текущата стойност на $r_{изх}$ трябва да е $r_{изх} > r_{изх, min}$.

Минималната стойност на α_2 има значение, ако $r_{изх , min} \geq d_{гл}/2$. Ако това условие не е изпълнено, следва да се изпълняват следните общи условия (Фиг.2.17):

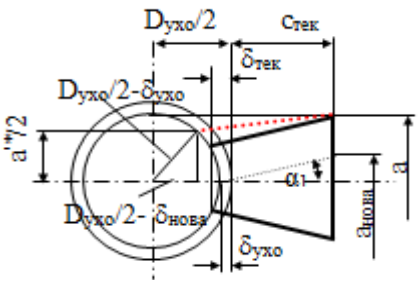
- Когато $r_{изх} < B/2$, $\delta_{тек}$ трябва да е равно на $\delta_{ухо}$. Тогава рамото няма да навлезе в лагера. Двата ъгъла α_2 и α_3, $r_{изх}$, b, B/2, $L_{ухо}$, трябва да имат такива стойности, че стените на рамото да не се пресичат (линиите с червен цвят) и да не излизат от ухото (линиите със син цвят).

$$\left| \begin{array}{l} (c + \delta_{ухо}) \tan \alpha_2 \geq B/2; \\ r_{изх} + b +(c + \delta_{ухо}) \tan \alpha_3 < B/2+L_{ухо} \\ (c + \delta_{ухо}) \tan \alpha_2 \leq b +(c + \delta_{ухо}) \tan \alpha_3 \end{array} \right. \quad (2.73)$$

- Когато $r_{изх} \geq B/2$, $\delta_{тек}$ може да достигне до максимална стойност равна на $D_{ухо}$ /2, при спазване на условията (2.73) и в които $\delta_{ухо}$ се заменя с $\delta_{тек}$.
- Текущата стойност на c > c_{min}

Тъй като променливите параметри са взаимно зависими, при промяна на стойността на един параметър трябва да се следи, дали се нарушават някой от изведените условия и граничните стойности на останалите параметри.

2.6.5. Условия за изменение на зависимите параметри.



Фиг. 2.18. Схема за определяне на условията за изменение на параметър а

<u>Параметър „а”</u>

Параметър „а” трябва да се изменя между приетите за него гранични стойности: минимална стойност равна на 1/2 от диаметъра на шийката и максимална равна на по-малкият диаметър от външния на ухото или външния на главината. Ако α_1 е по-голям от нула, изменението на „а”, въздейства на съответният му размер „a^*” от крайното сечение, който също има минимална стойност. Тя се определя от условието да бъде по-голяма от нула и да се осигури възможност за формиране на преходната зона „рамо-ухо” (Фиг.2.18).

Контролира се чрез условното сечение, което се разполага на разстояние $\delta_{тек}$ в ухото. Най малката стойност на $\delta_{тек}$ е равна на $\delta_{ухо}$, а най-голямата на $D_{ухо}$ /2. При промяна на „a^*" се променя и $\delta_{тек}$. За да се разреши промяна на „a^*" , без да се променя ъгъл α_1, трябва да се следи, дали $a_{нова} \leq a_{max}$ както и дали, $a_{нова}$ не предизвика изменение на размер a^* в крайното сечение, така че той да приеме стойности ≤ 0. Тази зависимост се изразява чрез следното условие:

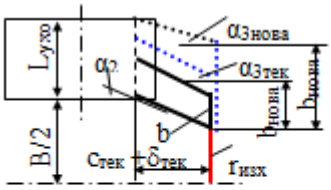
$$tg\ \alpha_{1тек} \geq a_{нова}/2/(c_{тек} + \delta_{тек}), \text{ от където}$$

$$a_{нова} \geq 2.\ (c_{тек} + \delta_{тек}).\ tg\ \alpha_{1тек} \qquad (2.74)$$

Параметър „α_1"

Параметрите „α_1" и „a" са взаимно свързани. И тук следва да се запази текущата стойност на δ за да не се предизвикват изменения на α_2 и α_3. Максималната стойност на $\alpha_{1,нова}$ се определя от условието: $tg\ \alpha_{1,нова} = (a_{тек}/2)/(c_{тек} + \delta_{тек})$.

Параметър „b"



Фиг.2.19. Схема за определяне на условията за изменение на параметър b

Параметърът „b" е обвързан с параметър α_3. Ако е възможно да се запази стойността на α_3, за $b_{нова}$ трябва да се спази следното условие (Фиг.2.19):

$$r_{изх} + b_{нова} + (c_{тек} + \delta_{тек}).\ tg\ \alpha_{3тек} \leq B/2 + L_{ухо} \qquad (2.76)$$

От условие (2.76) следва:

$$b_{нова} \leq B/2 + L_{ухо} - r_{изх} - (c_{тек} + \delta_{тек}).\ tg\ \alpha_{3тек} \qquad (2.77)$$

Ако условие (2.77) не позволява да се приеме нова стойност за „b", може да се коригира α_3. Корекцията е възможна , защото α_3 не влияе на другите параметри.

$$\alpha_{3нова} = (B/2 + L_{ухо} - r_{изх} - b_{нова})/ (c_{тек} + \delta_{тек}). \qquad (2.78)$$

Параметър „c"

Промяната на този параметър предизвиква изменение на α_2 и α_3 без да се променя $\delta_{тек}$.

$$tg\ \alpha_{2,\ нова} = tg\ \alpha_{2,\ тек}\ (c_{тек} + \delta_{тек})/ (c_{нова} + \delta_{тек}) \qquad (2.89)$$

$$tg\ \alpha_{3,\ нова} = tg\ \alpha_{3,\ тек}\ (c_{тек} + \delta_{тек})/ (c_{нова} + \delta_{тек})$$

Параметър „α_2"

При изменение на този параметър не се налага промяна на $\delta_{тек}$ и α_3. Новата му стойност трябва да отговаря на следните условия:

- $\alpha_{2\ нова} \geq 0$;
- Долната стена на рамото да не навлиза в лагера. Проверява се условие (2.90) и ако е изпълнено се разрешава промяна на α_2;

  $$r_{изх} + (c_{тек} + \delta_{тек})\ .tg\ \alpha_{2,нова} \geq B/2 \qquad (2.90)$$
- Горната и долна стени да не се пресичат. Проверява се условие (2.91) и ако е изпълнено се разрешава промяна на α_2.

  $$tg\ \alpha_{2\ нова}\ (c_{тек} + \delta_{тек}) \leq b + tg\ \alpha_{3тек}\ (c_{тек} + \delta_{тек}) \qquad (2.91)$$

Определени са и условията за изменение и на параметрите B и $r_{изх,сч}$.

2.6.6. Изводи.

Обобщени изводи, за условията за промяна на параметрите според Фиг.2.13 и

изведените до тук зависимости, са показани в Таблица 2.5.

Таблица 2.5

Условие за осигуряване преходната зона „ухо-рамо”и връзка между α_2 , α_3 и c $b'^{*} = b - (c+\delta_{ухо}).(tg\ \alpha_2 + tg\ \alpha_3)$ (от общите ограничения) Промяна на стойност на α_2, α_3 или c се допуска само ако $b'^{*} \geq 0$ и $b'^{*} \leq L_{ухо}$ Вместо ограниченията за ъглите може да се следи това условие.
$a'^{*}_{min} = a - 2.(c+\delta_{ухо})tg\ \alpha_1 = 0$ **Всяка текуща промяна на a , c или α_1 може да се изпълни само ако $a'^{*}_{min} \geq 0$**
$r_{из,сч\ min} = B/2; \{\alpha_2=0\}$; $r_{из,сч\ max} = B/2 + L_{ухо} - b_{min}$; $r_{из,сч\ min} = D_{гл}/2$;{ $\alpha_2>0$ само за $\gamma_0=0$ } $a_{min} = D_{втр,лаг}/2$; $a_{max} = D_{ухо}$ или $D_{гл}$; $b_{min} = L_{ухо}/2$; $b_{max} = B/2 + L_{ухо} - D_{гл}/2$; $c_{min}=0.1$;
Условия за засичане в покой на рамото и главината на Вилка 2 с ухото на Вилка 1при $\gamma>0$ $B_2A_2=(B/2+L_{ухо}-\cos\gamma.(D^2_{ухо}-D^2_{лаг})^{1/2}+D_{лаг}.\sin\gamma)/tg(\gamma+\alpha_1)+D_{лаг}.\cos\gamma + \sin\gamma.(D^2_{ухо}-D^2_{лаг})^{1/2}$ Ако, $B_2A_2 > D_{ухо}/2$ няма засичане в покой, но може да е определена минимална стойност за c. Ако, $B_2A_2 < D_{ухо}/2$ могат да се определя минимални стойности за c, B, α_1 , α_2 и $r_{изх,сч}$ c_{min} не може да бъде повече коригирана, но текущата стойност на c може да е по-голяма от c_{min} B_{min} не може да бъде повече коригирана, но текущата стойност на B може да е по-голяма от B_{min} $\alpha_{1\ min}$ може да бъде коригирана само ако $c > c_{min}$ **Всяка текуща промяна на B, c и α_1 изисква преизчисляване на α_2 и $r_{изх,сч\ min}$**

За постигане на основната цел – минимизиране на конструкцията на шарнира, според влиянието на променливите параметри върху основните му характеристики и според взаимното им влияние, се определя редът по който трябва да бъдат променяни:

1.Размерите на началното сечение се уточняват при якостната му проверка. За намаляването им, отношение има размер $r_{изх}$. Стремежът е той да се увеличава при което се намаляват рамената на огъващия и усукващ момент. Същевременно се намалява масата на рамото което е положително, но се увеличава инерционният му момент. За да се намали инерционният момент $r_{из,сеч}$ трябва да е < B/2, което задължително налага α_2 да е по-голям от нула. Преди да се търси възможност за намаляване на размерите на началното сечение трябва да се провери, дали максималните му размери и най-благоприятното му разположение (α_2=0). ще удовлетворят якостната проверка. Ако резултата от якостната проверка не е положителен се намалява дължината на рамото, размер c. В случаят при който трябва да се намаляват размерите на сечението, кой от тях трябва да е с предимство. Това зависи от съпротивителният момент на сечението. Тъй като най-голямо е натоварването с $M_{ог,у}$ (най - голямо рамо c_1, виж т.2.8.1) то следва, че най-силно влияние за намаляване на съпротивителният момент на правоъгълно сечение е размер a. С цел намаляване на инерционният момент, преди да започне намаляване на

размер *a,* следва да се започне с намаляване на $r_{из,сеч}$ по възможност до достигне $r_{из,сеч\ min}$.

*Това обаче, при $\gamma > 0$ налага, намаляването на $r_{из,сч}$ да се съобрази с условията за незасичане при покой (за tg $\alpha_{2.min}$ (2.59) и за $r_{из,сеч,min}$ (2.60)), както и да е удовлетворена проверката за незасичане на рамената при движение. Тази проверка зависи основно от двата ъгъла α_1 , α_2 , дължината на рамото *c* (непряко, двата ъгъла и *c* са взаимно зависими) и от стойността на $r_{из,сеч}$ (и от размер B, който на този етап е приет за относително постоянен). Положителен резултат по тази проверка може да се постигне само чрез увеличаване на стойностите на ъгли α_1 и α_2 или намаляване на *c*. Намаляването на *c* при ъгли α_1 и α_2 по големи от нула, първо предизвиква увеличаване на α_2 (за да се спазят общите условия) и освен това може да достигне до определена стойност, границата на която се определя от минималните стойности на размерите на крайното сечение, a^*_{min} и b^*_{min} (също съобразени с общите условия).

2.След постигане на положителен резултат от якостната проверка на началното сечение следва да се извърши такава и за крайното сечение. Изводите, кога и как да се променят размерите (a^*, b^*) на крайното сечение, са същите както описаните в т.1. Тук обаче, по-силно влияние имат трите ъгъла на скосяване. Ъгъл α_3 има ограничено приложение. Той може да бъде използван за увеличаване на b^* само ако може α_3 да стане > 0, което означава да е изпълнено условието $r_{изх} + b < B/2 + L_{ухо}$., или за намаляване на размер или за намаляване на b^* само ако може α_3 да стане < 0, което означава да е изпълнено условието $r_{изх} + b \leq B/2 + L_{ухо}$. Чрез α_2 се намалява размер b^*, а чрез α_1 размер a^*. По аналогия с т.1 най-добър ефект може да се постигне чрез намаляване на размер *a*, т.е чрез увеличаване на ъгъл α_1.

3.От т.1 и т. 2 следва, че ако $\gamma > 0$, първо трябва да се направи проверка за незасичане при покой, след това да се уточнят параметрите на рамото и разположението му от условието за незасичане при движение. Ако ъглите α_1 и α_2 са нула тези две проверки ще имат винаги положителен резултат. Но, за да се намали инерционният момент на рамото те трябва да са различни от нула, което ще позволи намаляване на $r_{изх.}$ Редът на изменение на параметрите от които зависи незасичането при движение вече беше изяснен в т.1 (текста означен със *). Всяка промяна на стойностите на *c*, α_1 , α_2 и $r_{изх}$ трябва да се последва от проверка за незасичане на рамената в покой. Когато двете проверки за $\gamma > 0$ се изпълнят се изпълняват т.1 и т.2.

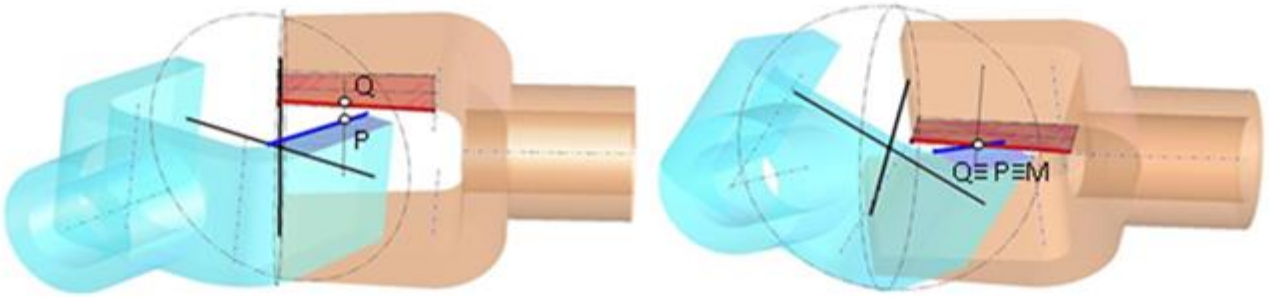
4.Когато всички проверки по т, 1,2 и 3 не могат да се изпълнят, се налага увеличаване на размер B (разстоянието между ушите) и обвързаните с него размери *H* (височина на кръстачката) и $m_ш$ (височина на стъпалото под шийката). За да не се променят останалите базови размери, с колкото се увеличи размер B с толкова трябва да се увеличат и размерите *H* и $m_ш$. Изменението на H изисква отново изчисляване на лагера и на шийката. Проверка за сглобяване не е необходима.

ГЛАВА 3. Оразмеряване на вилките по условие за незасичане. Якостни и инерционни изчисления.

2.7. Разработване на алгоритъм за определяне на размерите на

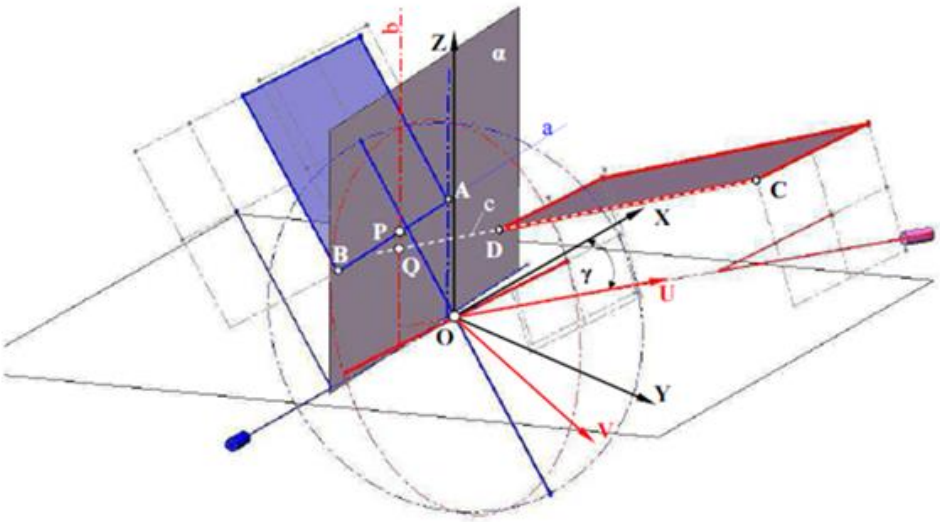
вилките от съображения на незасичане при движение.

При определени стойности на геометричните параметри на вилките, съществува една минимална стойност на ъгъл γ, след която настъпва засичане на вилките по два характерни ръба (показани с удебелени линии на Фиг.3.1) и блокиране на движението. От фигурата се вижда, че ъгъл α_3 няма отношение към засичането на рамената.



Фиг. 3.1. Извадки от стените на рамената в които настъпва засичане [40].

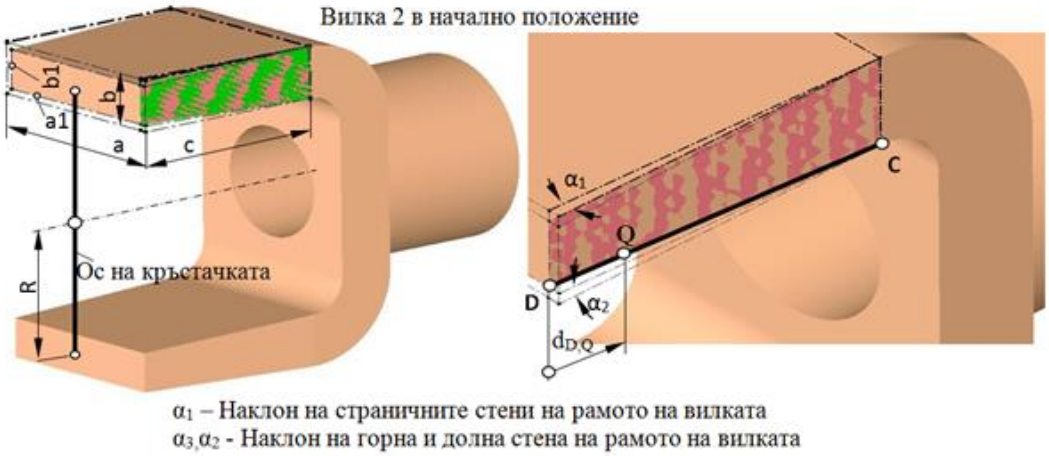
На Фиг.3.2. [40] всяка от вилките е представена с по едно характерно сечение от рамото си и характерен ръб от него.Въведени са две тримерни координатни системи през центъра на кръстачката XYZ и UVZ. Те имат общо начало т. O и обща координатна ос OZ. Геометричните оси на двете вилки са разположени в хоризонталната равнина под ъгъл γ и съвпадат съответно с координатна ос X и U. Търси се разстоянието между отсечките (характерните ръбове) AB и CD от трапецовидните сечения на двете вилки. Те са кръстосани прави в пространството. Когато разстоянието между тях стане нула, двете прави се пресичат. Разстоянието между двете отсечки се определя от точките P и Q.



Фиг.3.2. Пространствена разстановка на вътрешните ръбове AB и CD от страничните стени на две съседни рамена на карданов съединител [40].

Отдалечеността на т.P от началото (т.A) на отсечка AB (извадка от вилка1) се означава с dA, P , а за т. Q с dD, Q (фиг.3.6). При положителната или нулева стойност на тези разстояния точките P и Q са вътрешни за съответната отсечка. Когато за

ПЪРВИ ПЪТ се изпълни УСЛОВИЕТО: „точки P и Q да са едновременно вътрешни съответно за Отсечки AB и DC”, то това е НАЧАЛО на припокриване на двете отсечки. От тук нататък двете отсечки продължават да се припокриват, достигат до начало на процеса засичане d(P,Q) =0, продължават да са в режим на засичане (d(P,Q) ≠0) до повторно преминаване през d(P,Q) =0 (край засичане), след което ако „една от

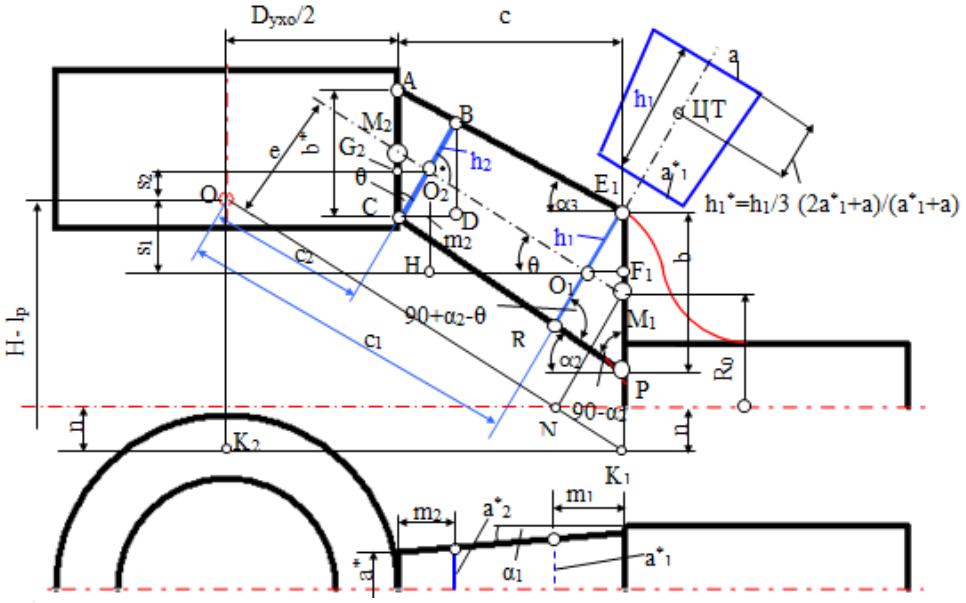


Фиг.3.6. Разположение на (d_{DQ}) на точка Q спрямо началото на отсечка CD от стената на Вилка 2

точките *P или Q стане външна съответно за отсечка AB или DC”*се достига до КРАЙ на припокриването.

В разработката е използван обобщения алгоритъм на [40], а неговите изрази са подробно изведени в дисертацията.

3.2. Якостна проверка на рамото на вилката.



Фиг.3.7. Схема за определяне размерите на нормалните сечения в двата края на рамото при скосяване с положителен ъгъл α_3.

Рамената на вилките са натоварени на огъване и усукване от радиалната F_r и аксиална F_a компоненти на резултантната сила F (виж т.2.4), приложени в точка O

на фиг.3.7.Якостната проверка се извършва за двете крайни сечения на рамото. Те са перпендикулярни на оста минаваща през центъра на тежестта им.

На Фиг.3.7 е показан вариант на скосяване на рамото с положителен ъгъл α_3. Със син цвят са показани сеченията в двата края на рамото. Те са съответно с размери ($a^* \times a^*_2 \times h_2$) за левия край и ($a \times a^*_1 \times h_1$) за десния. Определянето им се извършва според схемата от фиг.3.7.

За дясното и лявото сечения съответно от ΔE_1RP, ΔABC,по синусовата теорема, и след преобразуване следва:

$$h_1= b \cos \alpha_2 / (\cos \alpha_2 \cos \theta + \sin \alpha_2 \sin \theta) \quad (3.5)$$

$$h_2= b^* \cos \alpha_3 / (\cos \alpha_3 \cos \theta + \sin \alpha_3 \sin \theta) \quad (3.6)$$

При скосяване с отрицателен ъгъл α_3, в зависимост (2.97) не настъпват промени

$$h_2= b^* \cos \alpha_3 / (\cos \alpha_3 \cos \theta - \sin \alpha_3 \sin \theta) \quad (3.7)$$

За да се определят a^*_1 и a^*_2 се използва размери m_1 и m_2, а те се определят чрез разглеждане на ΔABC, ΔERP и изгледа отгоре (Фиг. 3.7).

$$m_1 = h_1. \operatorname{tg} \theta;\ a^*_1= a - 2. m_1. \operatorname{tg} \alpha_1 = a + 2. h_1.\operatorname{tg} \theta. \operatorname{tg} \alpha_1; \quad (3.8)$$

$$m_2 = h_2. \operatorname{tg} \theta;\ a^*_2= a^* - 2. m_2. \operatorname{tg} \alpha_1= a + 2. h_2.\operatorname{tg} \theta. \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (3.9)$$

Определени са изрази на рамената на действащите сили :

$$s_1 = (H- l_p)/2 – [R_0 +b/2 - F_1 E_1] = (H- l_p)/2 –R_0 - b/2 + b/2 \cos \theta.\sin \theta; \quad (3.16)$$

$$s_2 = [c .\operatorname{tg} \theta - b /2 \cos \theta - b^*/2. \sin \theta]. \sin \theta - s_1; \quad (3.21)$$

$$c_1.= (D_{yxo}+2 c)/(2. \cos \theta) – ((n +R_0). \sin \theta + b /2 \cos \theta); \quad (3.24)$$

$$c_2= c_1- O_1O_2 = c_1- c /\cos \theta - b /2 \sin \theta - b^*/2. \sin \theta. \quad (3.25)$$

За да се минимизира конструкцията на съединителя е необходимо параметрите, от които зависи да имат минимални стойности. От друга страна, те участват и в якостната проверка. Целта е да се намалят стойностите на моментите $\mathbf{M_{or}}$ и $\mathbf{T_{yc}}$ което може да стане, чрез намаляване на размерите $\mathbf{c_1}$, $\mathbf{c_2}$, $\mathbf{s_1}$, $\mathbf{s_2}$ и „**e**” , и/или чрез увеличаване на съпротивителният момент на сеченията $\mathbf{W_{or}}$ и $\mathbf{W_{yc}}$, и чрез намаляване на тангенциалната и аксиална сили $\mathbf{F_{t\ max}}$ и $\mathbf{F_{a\ max}}$. За да се намалят силите, трябва да се увеличи рамото, т.е. стойността на „**H**”. Това обаче ще доведе до увеличаване на габаритните размери на съединителя. Освен това от **H** зависят и условията за сглобяване и за незасичане при въртене (при $\gamma > 0$). Тъй като неговата стойност се определя още при избора на лагер може да се приеме, че използването на влиянието му за случая е неподходящо. За тази цел не може да бъде използвана и силата $\mathbf{F_{a\ max}}$, (3.14), защото $\boldsymbol{\gamma}$ е предварително зададен.

За да се намалят рамената на огъващите моменти (c_1 и c_2) е необходимо параметър ”**c**” на рамото да има минимална стойност.

Стойностите на $\mathbf{s_1}$ и $\mathbf{s_2}$ зависят от наклона (ъгъл $\boldsymbol{\theta}$, Фиг.3.7) на оста, минаваща през центрите на тежестта на сеченията. При хоризонтално разположена ос те са нула.

Усукващият момент зависи освен от $\mathbf{F_{t\ max}}$ и от рамото „**e**”. За да са намали „**e**” трябва ъгъл $\boldsymbol{\theta}$ също да е малък.

Двете сечения са подложени на огъване и усукване. За началното сечение:

$$M_{or\ y}^{\ I} = F_{t\ max} .c_1;\ M_{or\ z}^{\ I} = F_{a\ max} .s_1;\ T_{yc}^{\ I} = F_{t\ max} .e. \quad (3.12)$$

За крайното сечение:

$M_{or\ y}^{II} = F_{t\ max}.c_2$; $M_{or\ z}^{II} = F_{a\ max}.s_2$; $T_{yc}^{II} = F_{t\ max}.e$. (3.13)

Силите в зависимости (2.103) и (2.104) се определят от изразите:

$F_{t\ max} = T_1/(H-l_p)$; $F_{a\ max} = F_{t\ max}.tg\ \gamma$ (3.14)

Началното и крайно сечение могат да имат геометрична форма правоъгълник или трапец. Съпротивителните моменти за двете форми се изчисляват по известните зависимости [2].

Възникващите напрежения се изчисляват по следните зависимости:

$\sigma_{ogy} = M_{or\ y}/W_y$; $\sigma_{orz} = M_{or\ z}/W_z$; $\tau_{ycy} = T_{yc}/W_{ty}$; $\tau_{ycz} = T_{yc}/W_{tz}$

Определя се $\boldsymbol{\sigma_{екв}}$ по зависимостите от Табл. 3.2 [36]:

Проверява се $\sigma_{екв} \leq [\sigma_{or}]$. Тъй като по-голямо е натоварването на рамото от огъващия момент Мог, изводите трябва да се правят за него.

Еквивалентни напрежения Таблица 3.2

Стомана	Чугун
$\sigma^{III}_{екв} = (\sigma^2_{orz} + 4.\ \tau^2_{ycz})^{½}$	$\sigma^{II}_{екв} = 0{,}35\ \sigma_{orz} + 0{,}65\ (\sigma^2_{orz} + 4.\ \tau^2_{ycz})^{½}$
$\sigma_{екв} = \sigma_{ogy} + \sigma_{orz}$	$\sigma_{екв} = \sigma_{ogy} + \sigma_{orz}$
$\sigma^{III}_{екв} = (\sigma^2_{ogy} + 4.\ \tau^2_{ycy})^{½}$	$\sigma^{II}_{екв} = 0{,}35\ \sigma_{ogy} + 0{,}65\ (\sigma^2_{ogy} + 4.\ \tau^2_{ycy})^{½}$

Проверява се $\sigma_{екв} \leq [\sigma_{or}]$. Тъй като по-голямо е натоварването на рамото от огъващия момент Мог, изводите трябва да се правят за него.

Общи изводи:

Начално сечение

a) (Силно влияние) - Намаляване на натоварването чрез намаляване на размер „c” на рамото
b) (Силно влияние)- Увеличаване на W , чрез увеличаване на размер „a” (с преимущество) и/или „b”.
c) (Слабо влияние) - Намаляване на рамо „s” на момента, чрез R_0, т.е. намаляване на разликата | R_0 -(H-l_p) |, където R_0 е разстоянието до центъра на тежестта на началното сечение
d) (Слабо влияние) - Намаляване на рамо „e” на момента, чрез намаляване на наклона (ъгъл θ, фиг.3.7) на оста на масовия център по дължина на рамото. Ъгъл θ намалява:
   - при $\alpha_3 > 0 \Rightarrow$ α_2 и/или α_3 трябва да намаляват
   - при $\alpha_3 < 0 \Rightarrow$ α_2 трябва да е голям (силно влияние) и/или α3 трябва да е малък (слабо влияние)
e) (Без влияние) - Ъгъл α_1.

Крайно сечение

a) (Без влияние) - Размер „c” на рамото.
b) (Силно влияние) - Увеличаване на W , чрез увеличаване на размер „a*” (с преимущество пред размер „b*”) , чрез намаляване на ъгъл α_1

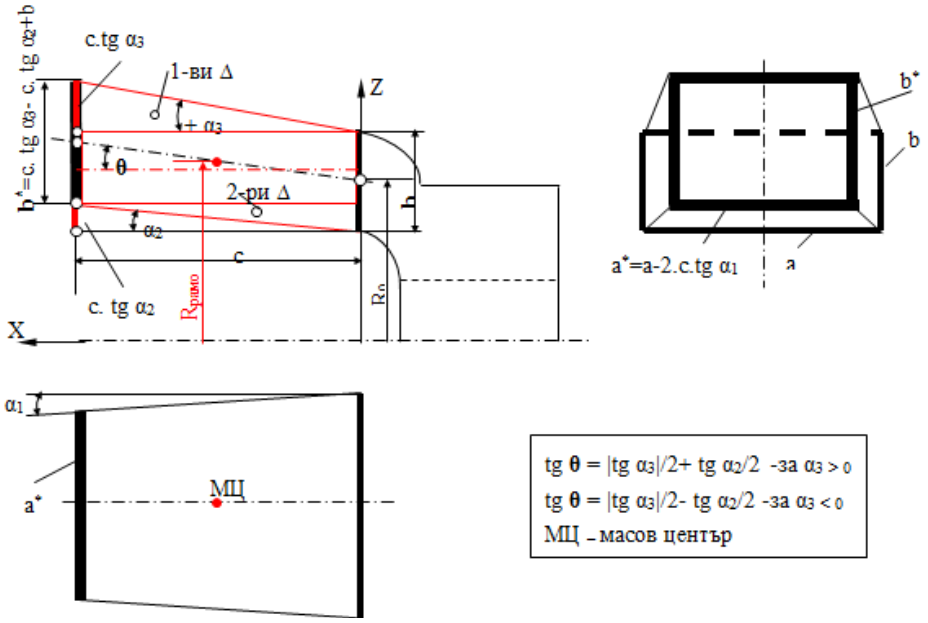
c) и/или увеличаване на размер „b*”, чрез намаляване на ъгъл α_2 и/или увеличаване на α_3

d) и е) - както при началното сечение

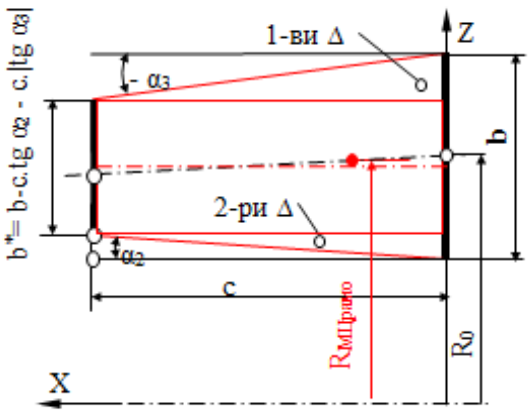
3.3. Разработване на процедури за определяне на масовия инерционен момент на рамото на вилка с избрана конструкция, форма и размери.

Страничната и горната равнини на рамото се разделят на три равнинни фигури - два правоъгълни триъгълника (1-ви Δ и 2-ри Δ) и един правоъгълник представени на фиг. 3.11 и Фиг.3.12 с червен цвят.

За изходна геометрична форма на рамото се приема четириъгълна “призма” с размери “a” × “b” × “c”, от която чрез изрязване по ъглите α_1, α_2 и α_3 да се постигнат разновидности на права и наклонена, пресечена пирамида.



Фиг. 3.11. Различни форми на рамото на вилката според геометричните му параметри: a, b, c, α_1,α_2 и α_3. Ъгли и размери за пресмятане на масовият инерционен момент на рамото при положителна стойност на α_3.



Фиг.3.12. Ъгли и размери за пресмятане на масовият инерционен момент на рамото при отрицателна стойност на α_3.

Ъгъл α_1 определя страничния наклон на рамото, който е еднакъв за двете му странични стени (изображението във втора проекция) и е винаги положителен, винаги положителен е и ъгъл α_2. Ъгъл α_3 може да бъде положителен (Фиг.3.11) и отрицателен (Фиг.3.12). Известно е, че масовият център (МЦ) на правоъгълен триъгълник е разположен спрямо началото на правия ъгъл по на 1/3 от дължината на всеки катет [2]. На правоъгълника, масовият център е

разположен в пресечната точка на двете му симетрали. Преизчислени са координатите на масовият център за всяка от съставните фигури, в координатна система XZ. Пълната площ на съставната фигура е :

$F_{рамо} = F_{\Delta 1} + F_{\Delta 2} + F_{\square}$

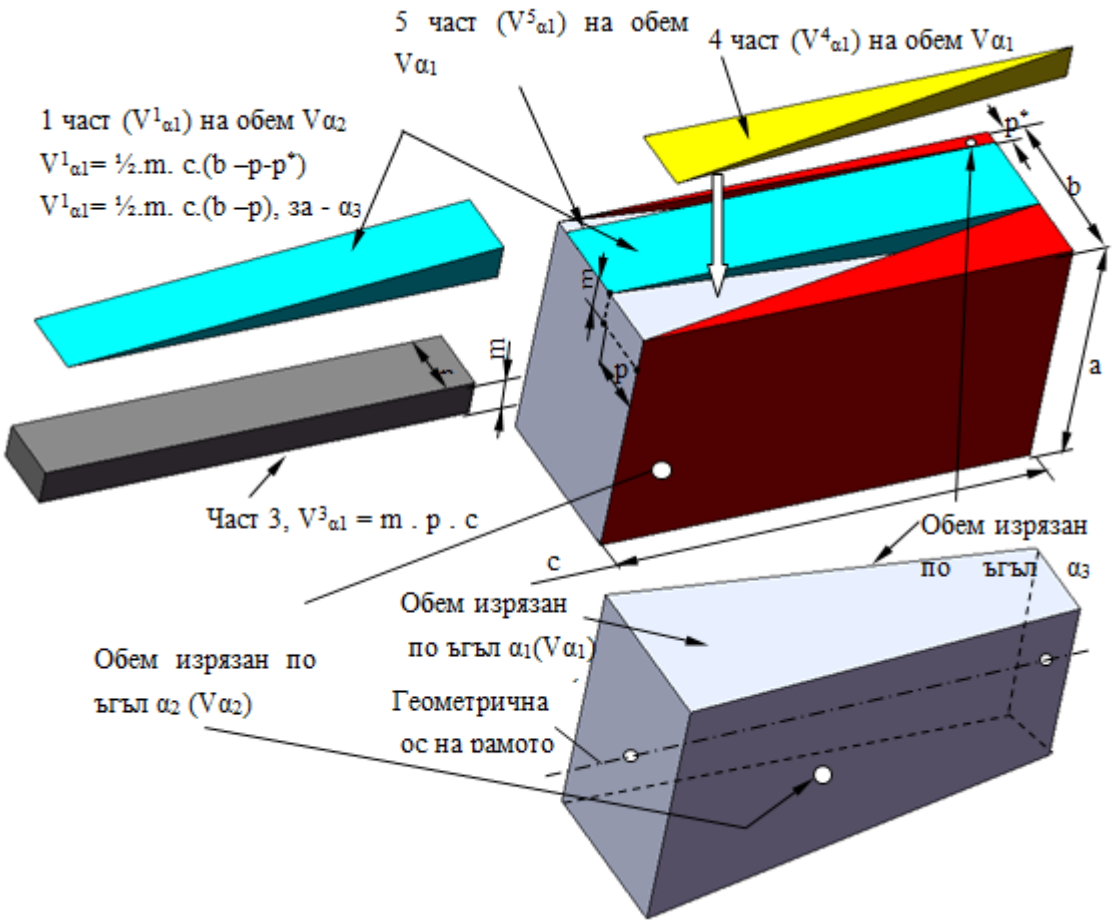
Координатите на масовият център на цялото рамото (съставната фигура) и радиуса му, се определят по известните зависимости:

$X_{c,рамо}=(x_{c,\Delta 1}.F_{\Delta 1}+x_{c,\Delta 2}.F_{\Delta 2}+x_{c,\square}.F_{\square})/F_{рамо}$;

$Z_{c,рамо}=(z_{c,\Delta 1}.F_{\Delta 1}+z_{c,\Delta 2}.F_{\Delta 2}+z_{c,\square}.F_{\square})/F_{рамо}$;

$R_{МЦрамо}= Z_{c,рамо}$

Обемът на рамото може да се представя като сума от обемите на съставните му части (Фиг.3.13).



Фиг. 3.13. Елементи от рамото на вилката и геометрични форми чрез, които може да се определи обемът му (за отрицателна стойност на α_3).

Обемът на изходната призма е: $V_{прзм} = a.b.c$;

Размерите, участващи в изчисляването на обемите p, p^* и m (Фиг.3.13) се определят чрез изразите:

$$p = c\ tg\ \alpha_2;\ p^*= c\ tg\ \alpha_3;\ m=c\ tg\ \alpha_1; \qquad (3.39)$$

Обемите на телата изрязани по ъгли α_2 и α_3 се определят чрез изразите:

$$V\alpha_2 = 1/2.\ a.\ p.\ c = 1/2.\ a.\ c^2.\ tg\ \alpha_2; \qquad (3.40)$$

$$V\alpha_1 = 2.\ (V^1_{\alpha 1} + V^4_{\alpha 1} + V^5_{\alpha 1}); \qquad (3.42)$$

при α_3 >0 : $V^1_{\alpha 1}= 1/2.m.c.(b–p-p^*) \Rightarrow \mathbf{V^1_{\alpha 1}}=1/2.ctg\ \alpha_1.c.\ (b –ctg\ \alpha_2- ctg\ \alpha_3)$;

при α_3<0: $V^1_{\alpha1}$= 1/2.m. c. (b –p) ⇒ $\mathbf{V^1_{\alpha1}}$= 1/2. c tg α_1. c. (b – c tg α_2);

$\mathbf{V^4_{\alpha1}}$ = ($V^3_{\alpha1}$-2.$V^6_{\alpha1}$)/4= (m. p. c -1/3. c. m. p) /4 = 1/6 m. p. c =

= 1/6 c3. tg α_1. tg α_2; (3.45)

$V^5_{\alpha1}$ =1/6 c3. tg α_1. tg α_3; (3.46)

<u>За положителна стойност на α_3:</u> $\mathbf{V^5_{\alpha1}}$ = 0;

$V_{рамо}=V_{прзм} \pm V\alpha_3 – V\alpha_2 – V\alpha_1$= a.b.c ± (1/2. a. c^2.tg α_3) – 1/2. a.c^2.tg α_2–2($V^1_{\alpha1}$ + $V^4_{\alpha1}$+ $V^5_{\alpha1}$) = a.b.c ± (1/2. a. c^2. |tg α_3|) – 1/2. a. c^2. tg α_2 – 2($V^1_{\alpha1}$ + 1/6 c^3 . tg α_1 . tg α_2+ 1/6 c^3 . tg α_1 . tg α_3) (3.47)

<u>За положителна стойност на α_3:</u>

$V_{рамо}$ = a.b.c ± (½ a. c^2. |tg α_3|) - ½ a.c^2.tg α_2 – 2(½. c tg α_1. c.(b –c tg α_2- c tg α_3)+ 1/6 c^3 . tg α_1 . tg α_2+ 1/6 c^3 . tg α_1 . tg α_3) (3.48)

<u>За отрицателна стойност на α_3:</u>

$V_{рамо}$ = a. b. c ± (½ a. c^2. |tg α_3|) - ½ a. c^2. tg α_2 – 2(½. c tg α_1. c.(b – c tg α_2) + 1/6 c^3 . tg α_1 . tg α_2+ 1/6 c^3 . tg α_1 . tg α_3) (3.49)

Масата на рамото е:

$M_{рамо}$ = ρ. $V_{рамо}$, [kg],

където $\rho_{стомана}$ = 7850 е плътност в [kg/m3], $V_{рамо}$ в[m^3];

Масовият инерционен момент на рамото е:

$\mathbf{I_x}$ = $R^2_{МЦрамо}$.$V_{рамо}$. $\rho_{стомана}$,[2]

Изводи

За да се намали I_x трябва да се намалят обема на рамото и радиуса на масовия му център.

- Обема намалява при нарастване на α_1, α_2 и – α_3 (или намаляване на + α_3) или чрез намаляване на размерите на началното сечение (a,b и c).
- $R_{МЦрамо}$ – намалява при намаляване на ъглите α_2 и ±α_3.

3.4.Резултати и изводи

Разработеният метод за аналитично определяне на силите, действащи в шарнирите на вилките (т.2.4) създава възможност за точно определяне на натоварването на вилките във всеки момент от въртеливото движение на кардановия съединител и способства както за точното определяне на напреженията в застрашените точки на сеченията на рамената на вилките, така и за оптимизиране на размерите им.

Разработеният алгоритъм за определяне на условията за възможност за сглобяване на вилката и кръстачката (т2.6) създава възможност за извършване на проверка за сглобяване още на ниво проектиране на кардановия съединител.

На базата на избраният математичен модел е дефинирано разположението на рамото спрямо ухото и главината на вилката, чрез началото на изходното сечение, изместването на крайното спрямо него и допустимото изместване на условното сечение спрямо крайното. Изведени са аналитичните зависимости на параметрите, определящи разположението на рамото, техните екстремни стойности и ограничителните условия на разположение, на които те трябва да отговарят.

Разработена е процедура на проверка за незасичане в покой при γ > 0 и са изведени

параметричните условия за ненавлизане на ухото на първата вилка в главината на втората вилка на съединителя.

От гледна точка на минимизиране на конструкцията на вилката са определени условията за изменение на зависимите параметри. Определена е последователността на тяхната промяна и изводите свързани с нея.

Разработена е процедура за якостна проверка на рамото на вилката чрез аналитично изведени зависимости на съпротивителните моменти и параметрите на проверяваните сечения, и е определено влиянието им в посока оптимизиране на конструкцията.

В съвременните високоскоростни условия на работа на кардановите съединители нараства влиянието на масовия инерционен момент върху натоварването на вилката и се налага съобразяване с този фактор. Във връзка с това е разработена процедура за определяне на масовия инерционен момент на рамото на вилката и са обосновани средствата за неговото намаляне.

ГЛАВА 4. Алгоритъм за конструиране на карданов съединител и автоматизирано моделиране и документиране чрез графичен продукт Solid Works.

4.1. Алгоритъм за конструиране на карданов съединител.

На базата на резултатите от изследването в глава 2, във вид на блок – схеми, са разработени „ Алгоритъм за проектиране на карданов съединител“ (Фиг.4.1) и процедурата „ Изчисляване на вала и шлиците“ (Фиг.4.2).

За да се постигнат минимални стойности на конструкцията на карданов съединител предварително трябва да се приемат начални стойности за параметрите a, b, c и $r_{изх,сеч}$. Граничните стойности на параметрите се задават според (т.2.6).

Диаметърът на шийката е определен при избора на лагера и е направена якостна проверка на огъване. Изчислен е лагера и са уточнени неговите основни характеристики. Направени са якостни изчисления на вала на съединителя. Извършена е проверка за сглобяване и са уточнени стойностите на относително постоянните параметри B, $L_{ухо}$, $D_{ухо}$, $\delta_{ухо}$, $D_{втр,лаг,}$, $D_{лаг}$, $d_{гл}$, H и $m_{ш}$.

Задават се или се изчисляват граничните стойности на параметрите:

$a_{max} = D_{ухо}$; $a_{min} = D_{втр,лаг}/2$; $b_{max} = B/2 + L_{ухо} - d_{гл}/2$; $b_{min} = L_{ухо}/2$;

$r_{min\ изх,сеч} = B/2$ (за $\alpha_2 = 0$); $r_{изх,сеч,max} \leq B/2 + L_{ухо} - b_{min}$ (4.1)

$c_{min} = 5$ (за да има рамото материално представяне и да се определят граничните стойности на размерите a^* и b^* на крайното сечение, въпреки, че може да бъде приета за нула, при което рамото ще бъде оформено (Фиг. 2.11)).

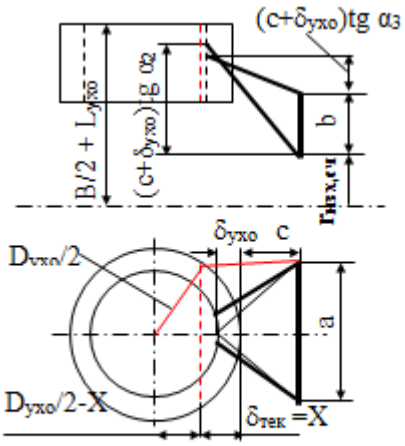
Приемат се начални стойности на променливите параметри равни на минималните гранични.

$b_{нач} = b_{min}$; $a_{нач} = a_{min}$; $c_{нач} = c_{min}$; $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 0$; $\mathbf{r_{изх,сеч}} = \mathbf{r}_{min\ изх,сеч}$; (4.2)

Алгоритъмът се съставя на базата на изводите направени в т.2.6.6.

При промяна на текущите стойности на параметрите a, b , c, B и rизх,сеч следва да се направят съответни корекции на граничните им стойностите или да се разреши

промяна на стойността на параметър δтек (Фиг.4.3), ако са изпълнени определени условия.



Фиг 4.3. Схема за определяне на условията за граничните стойностите на ъглите.

Първо се въвежда нов текущ параметър, $\delta_{тек}$, свързан със преходната зона рамо-ухо. Той може да е по-голям от $\delta_{ухо}$ и трябва да е по-малък от максималната му стойност $\delta_{тек,max} = D_{ухо}/2$. В зависимост от стойностите на някой от параметрите ще се променя и неговата стойност. Кодове на параметрите: =b; 2=a; 3=c; 4=α_3; 5=α_1 ; 6=α_2 ; 7= $\mathbf{r_{изх,сч}}$; 8= B.

<u>Условия за изменение на параметър „b”</u>

Не се допуска промяна на параметъра b, ако новата му стойност е по-голяма от $B/2 + L_{ухо} - \mathbf{r_{изх,сч}}$ или е по-малка от b_{min}. При разрешена промяна се коригира ъгъл $\boldsymbol{\alpha_3}$

$\boldsymbol{\alpha_{3,нов}}$=arctan(tan$\alpha_3$ -($a_{нова}$-b)/(c+$\delta_{тек}$));

<u>Условия за изменение на параметър „a”</u>

Не се допуска промяна на параметъра a, ако новата стойност $a_{нова}$ е :

$a_{нова} < a_{min}$ или $a_{нова} > a_{max}$. При разрешена промяна и α_1=0 не се предприема нищо.

При разрешена промяна и α_1>0 възникват следните два варианта:

- <u>Първи вариант</u> - $a_{нова}/2/ \tan\alpha_1 \geq c+ \delta_{ухо}$

  Изчислява се нова стойност ($\delta_{тек,нова}$) на $\delta_{тек}$. Ако $a_{нова}/2/ \tan\alpha_1 > D_{ухо}/2$, тогава $\delta_{тек,нова} = D_{ухо}/2$, в противен случай $\delta_{тек,нова} = a_{нова}/2/ \tan\alpha_1$

  Изчислява се нова стойност на $\alpha_1 = \arctan (a_{нова}/2/ \delta_{тек,нова})$

Тъй като промяната на „a” предизвиква промяна на $\delta_{тек}$, то следва да се преизчислят и ъглите α_2 и α_3 по аналогия с преизчисляването им при промяната на параметър „c” (еднаква посоката на изменение, вж. по-долу).

α_2=arctan(tanα_2.(c+$\delta_{тек,стара}$)/(c+$\delta_{тек,нова}$)); (4.3)

α_3=arctan(tanα_3.(c+$\delta_{тек,стара}$)/(c+$\delta_{тек,нова}$)) (4.4)

- <u>Втори вариант</u> - $a_{нова}/2/ \tan\alpha_1 < c+ \delta_{ухо}$

  Изчислява се нова стойност за α_1= arctan ($a_{нова}$ /2/(c+ $\delta_{ухо}$)) и $\delta_{тек,нова} = \delta_{ухо}$’

  Преизчисляват се ъглите α_2 и α_3 с новата $\delta_{тек,нова}$ по (4.3) и (4.4).

<u>Условия за изменение на параметър „α_3”</u>

Не се допуска промяна на параметъра α_3, ако :

tanα_2.(c+ $\delta_{тек}$) < b+(c+ $\delta_{тек}$).tan$\alpha_{3,\ нова}$ или

tan$\alpha_{3,\ нова}$ > (B/2 + $L_{ухо}$ - $\mathbf{r_{изх,сч}}$ -b)/(c+ $\delta_{тек}$).

<u>Условия за изменение на параметър „α_1”</u>

Не се допуска промяна на параметъра α_1, ако новата му стойност $\alpha_{1нова} < 0$ или, ако tan$\alpha_{1,нова}$.(c+ $\delta_{тек}$) < a/2.

Изчислява се нова стойност на $\delta_{тек.}$($\delta_{тек}$= X). От геометричната връзка между параметрите a, c, $D_{ухо}$ и $\alpha_{1,нова}$ се получава уравнението:

X^2(tan$\alpha_{1,нова}$+1) + X. (2.$D_{ухо}$ +(a+2.c). tan$\alpha_{1,нова}$ +a^2/4 – c. tan$\alpha_{1,нова}$ (c-a)=0

Определят се корените x_1 и x_2. Ако $x_1 > D_{ухо}/2$ или $x_1 < \delta_{ухо}$ не се предприема нищо, в противен случай $\delta_{тек,нова} = x_1$

Тъй като x_2 трябва да е с по-малка стойност се прави проверка и за него:

Ако $x_2 > D_{ухо}/2$ или $x_2 < \delta_{ухо}$ не се предприема нищо, иначе $\delta_{тек,нова} = x_2$

Поради това,че промяната на „α_1" е предизвикала промяна на $\delta_{тек}$, то следва да се преизчислят и ъглите α_2 и α_3 по (4.3) и (4.4).

<u>Условия за изменение на параметър „α_2"</u>

Не се допуска промяна на параметъра α_2, ако новата му стойност

$\alpha_{2нова} < 0$, или ако $(c+ \delta_{тек}).\ tan\alpha_{2\ нова} > b + tan\alpha_3\ (c+ \delta_{тек})$.

Не се допуска промяна на параметъра и ако $\gamma = 0$ и

$tan\alpha_{2\ нова} < B/2 - r_{изх,сеч}$ или $tan\alpha_{2\ нова} > b + tan\alpha_3 / (c+ \delta_{тек})$)

Не се допуска промяна на параметъра и ако $\gamma > 0$ и

$tan\alpha_{2\ нова} < tan\alpha_{2,\ min}$ или $tan\alpha_{2\ нова} > b+ tan\alpha_3 /(c+ \delta_{тек})$

<u>Условия за изменение на параметър „$\mathbf{r_{изх,сеч}}$ "</u>

Не се допуска промяна на параметъра $r_{изх,сеч}$, ако новата му стойност

$\mathbf{r_{изх,сеч,нова}} > B/2+ L_{ухо} - b$.

Ако $\mathbf{r_{изх,сеч}}_{\ нова} \geq B/2$ тогава α_2 става равен на нула и $\mathbf{r_{изх,сеч,}}_{\ min} = B/2$.

Ако $\mathbf{r_{изх,сеч}}_{\ нова} < B/2$ тогава се преизчисляват α_2 и $\mathbf{r_{изх,сеч,}}_{\ min}$:

$\alpha_{2\ нова} = arctan\ (tan\alpha_{2\ стара} -(\ \mathbf{r_{изх,сеч,нова}} - \mathbf{r_{изх,сеч,}}_{\ стара})/(c+ \delta_{тек})$;

$\mathbf{r_{изх,сеч,}}_{\ min} = D_{гл.}/2$.

Преизчислява се и ъгъл α_3 :

$\alpha_{3\ нова} = arctan\ (tan\alpha_{3\ стара} -(\ \mathbf{r_{изх,сеч,нова}} - \mathbf{r_{изх,сеч,}}_{\ стара})/(c+ \delta_{тек}))$.

<u>Условия за изменение на параметър „B "</u>

В този случай само се преизчисляват:

$\alpha_{2\ нова} = arctan((tan\alpha_{2\ стара}\ (c+ \delta_{тек})+ \mathbf{B}_{\ нова} - B_{\ стара}\ )/(c+ \delta_{тек}))$

$\alpha_{3\ нова} = arctan((tan\alpha_{3\ стара}\ (c+ \delta_{тек})+ \mathbf{B}_{\ нова} - B_{\ стара}\ )/(c+ \delta_{тек}))$

Във връзка с посочените условия на изменение на параметрите и условията, изведени в точка 2.6 е създаден алгоритъм на процедура „Възможна ли е промяна на текущата стойност на параметър", показан на Фиг.4.4.

4.2. Алгоритъм за автоматизирано моделиране и документиране чрез графичен продукт Solid Works на кръстачката и вилката.

Моделиране на кръстачката:

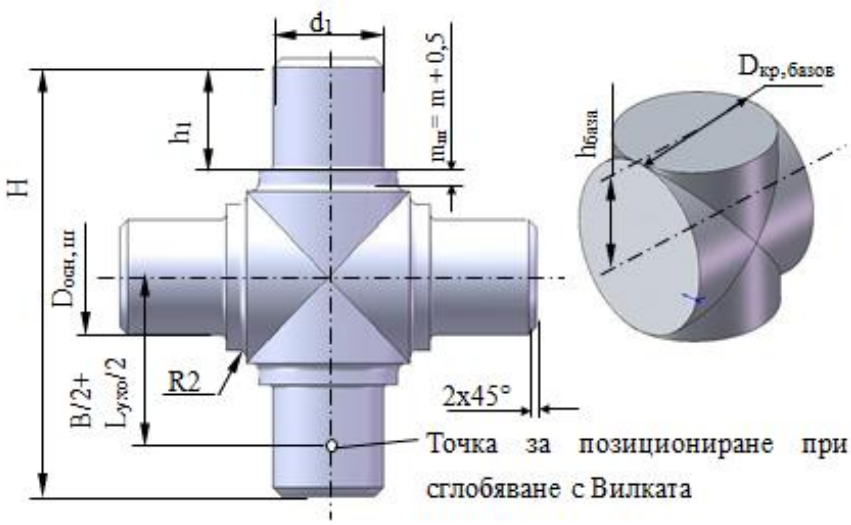
Параметрите определящи модела на кръстачката (Фиг.4.5) са:

$D_{кр,\ базов}$, $h_{база}$, $m_ш$, h_1, $D_{осн,\ ш}$, d_1, R, 2 (фаска), 45°, $B/2+ L_{ухо}/2$,

За да се определи H се използва връзката между дължината на кръстачката и останалите параметри:

$H = 2\ (h_1+ m_ш+ 2$ (където 2 е R)) $- D_{кр,базов}$,

където $m_ш = m + 0.5$,m –стъпало на лагера – от 0 до 3мм. Това е минималната стойност за m. При различните проверки в процеса на проектиране тази стойност може да се промени.



Фиг.4.5. Параметри на кръстачката

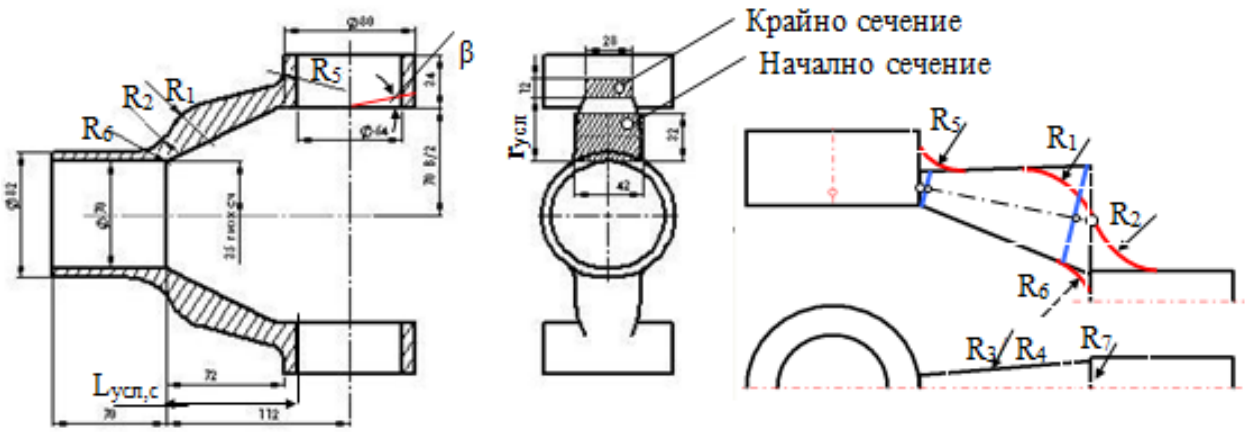
Моделиране на вилката.

Според фиг. 4.6, последователността на създаване на модела на вилката е:

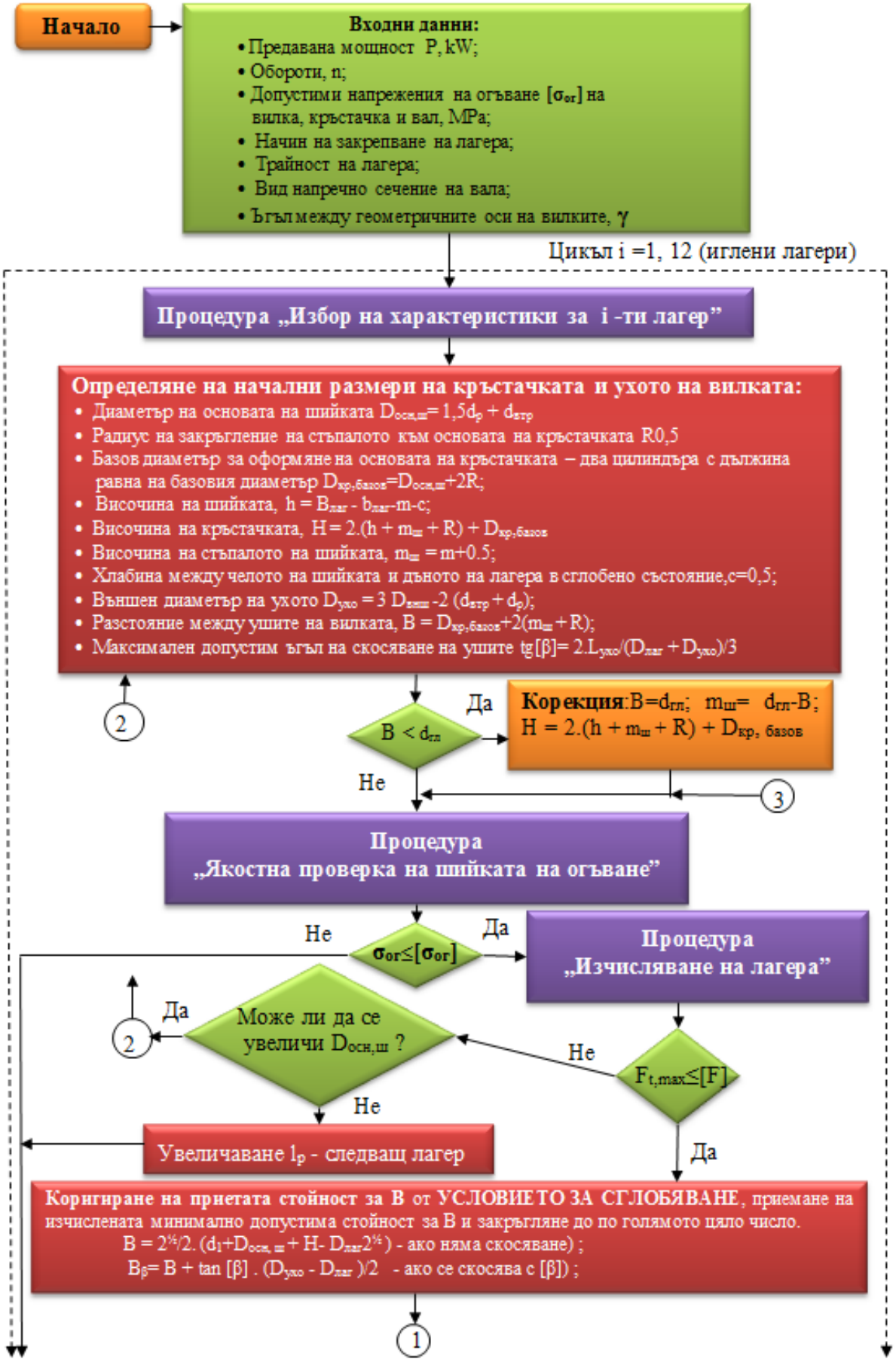
1. Началното и условното крайно сечение – два правоъгълника със съответни размери *a x b* и *a'* x b'** се разполагат в успоредни равнини на разстояние $c+\delta_{yxo}$ за $\alpha_2>0$ или на $c+ D_{yxo}/2$ за $\alpha_2=0$. Размерите на условното сечение се изчисляват според стойностите на ъглите α_1, α_2 и α_3.

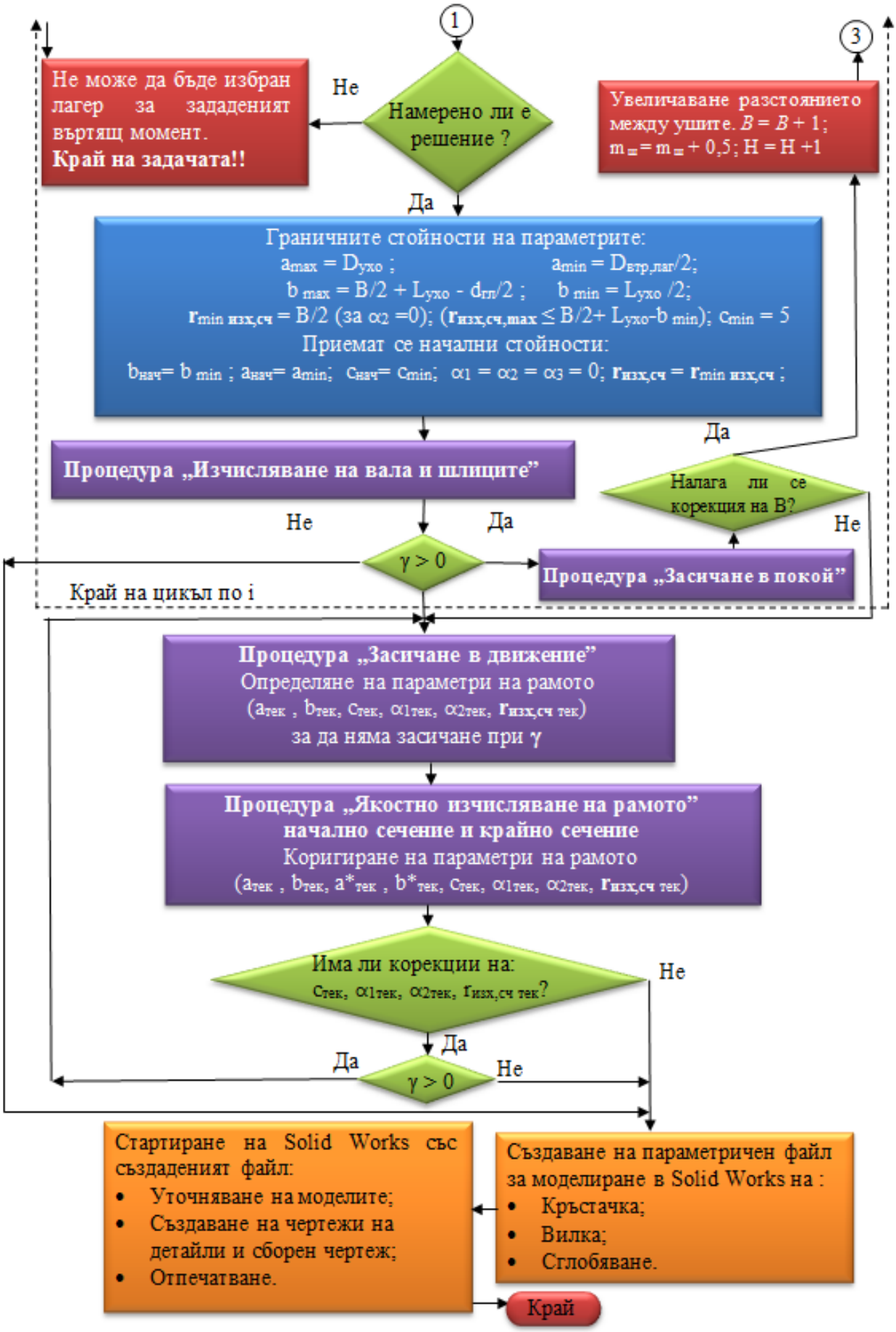
2. Създава се модела на рамото (син цвят).

3. Според крайното сечение на рамото и разположението на геометричната ос на вилката (изместена от началното сечение на разстояние rиз,сч), разстоянието на долната челна повърхнина на ухото до геометричната ос на вилката (B/2), разстоянието от началното сечение до геометричната ос на ухото (c + Dyxo/2) и определящите ухото размери Dyxo, Lyxo, Dлаг се създава модела на ухото.



Фиг.4.6 Параметри на вилката


Начало
Входни данни:
• Предавана мощност P, kW;
• Обороти, n;
• Допустими напрежения на огъване [σог] на вилка, кръстачка и вал, MPa;
• Начин на закрепване на лагера;
• Трайност на лагера;
• Вид напречно сечение на вала;
• Ъгъл между геометричните оси на вилките, γ
Цикъл i =1, 12 (игленi лагери)
Процедура „Избор на характеристики за i -ти лагер"
Определяне на начални размери на кръстачката и ухото на вилката:
• Диаметър на основата на шийката Dосн,ш= 1,5dр + dвтр
• Радиус на закръгление на стъпалото към основата на кръстачката R0,5
• Базов диаметър за оформяне на основата на кръстачката – два цилиндъра с дължина равна на базовия диаметър Dкр,базов=Dосн,ш+2R;
• Височина на шийката, h = Bлаг - bлаг-m-c;
• Височина на кръстачката, H = 2.(h + mш + R) + Dкр,базов
• Височина на стъпалото на шийката, mш = m+0.5;
• Хлабина между челото на шийката и дъното на лагера в сглобено състояние,c=0,5;
• Външен диаметър на ухото Dухо = 3 Dвнш -2 (dвтр + dр);
• Разстояние между ушите на вилката, B = Dкр,базов+2(mш + R);
• Максимален допустим ъгъл на скосяване на ушите tg[β]= 2.Lухо/(Dлаг + Dухо)/3
2
B < dгл
Да
Корекция:B=dгл; mш= dгл-B;
H = 2.(h + mш + R) + Dкр, базов
Не
3
Процедура „Якостна проверка на шийката на огъване"
Не
σог≤[σог]
Да
Процедура „Изчисляване на лагера"
Да
2
Може ли да се увеличи Dосн,ш ?
Не
Ft,max≤[F]
Не
Увеличаване lр - следващ лагер
Да
Коригиране на приетата стойност за B от УСЛОВИЕТО ЗА СГЛОБЯВАНЕ, приемане на изчислената минимално допустима стойност за B и закръгляне до по голямото цяло число.
B = 2½/2. (d1+Dосн, ш + H- Dлаг2½) - ако няма скосяване) ;
Bβ= B + tan [β] . (Dухо - Dлаг)/2 - ако се скосява с [β]) ;
1



Фиг.4.1. Блок схема на алгоритъм за проектиране на карданов съединител

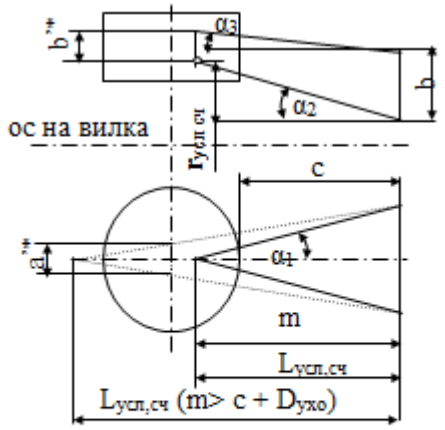
4. Изпълнява се скосяването на ухото под ъгъл β;

5. Според размерите Lгл, Dгл и Dвал, моделът на главината се създава в равнината на началното сечение, като началото й (центъра на окръжността) съвпада с геометричната ос на вилката.

6. Изпълняват се радиусите на закръгления в следната последователност: R1и R2 (според чертежа), (R3 за външните два околни ръба на рамото и , R4 за вътрешните два околни ръба на рамото), R5 за преходната зона „рамо –ухо”, R6(според чертежа) и R7 за преходния участък външна повърхнина на главината – рамо;

7. Необходимите параметрите за моделиране на вилката са:

a ; b; $r_{усл\ сч}$; a’* ; b’*; $L_{усл,сч}$; $r_{из,сч}$; B/2; c + $D_{ухо}$/2(геом. ос ухо); $D_{ухо}$; $D_{лаг}$; $L_{ухо}$; β; $D_{гл}$; $D_{вал}$; $L_{гл}$; R_1 до R_7.



Фиг. 4.7. Схема за определяне на: a'*, b'*, $L_{усл,сч}$ и $r_{усл\ сч}$

Според фиг. 4.7 следва:

M = a/2/ tg α1; $r_{усл\ сч}$ = m tg α_2 и

b’* = b + m (tg α_3 + tg α_2)

Ако α_1 >0 следва:

- **ако** m≤ c+$D_{ухо}$/2, тогава:

a'* = 0.1 и $L_{усл,сч}$ = m

- **ако** m> c+$D_{ухо}$/2, тогава:

a'* = a- 2(c+$D_{ухо}$/2) tgα_1 и

$L_{усл,сч}$ = c+$D_{ухо}$/2

Ако α_1 =0 следва:

a'* = a и $L_{усл,сч}$ = c+$D_{ухо}$/2

Стойностите на радиусите се изчисляват според $\mathbf{r_{из,сч}}$, размерите на началното(a, b) и крайното сечение (a^*, b^*). Определяне на радиусите:

R1 - ако $\mathbf{r_{из,сч}}$ < $D_{гл}$/2 тогава R_1= ($\mathbf{r_{из,сч}}$ + b),
в противен случай R_1= b/2;

R2 - ако $\mathbf{r_{из,сч}}$ ≥$D_{гл}$/2 тогава R_2= b- R_1,
в противен случай R_2= R_1;

R3 - ако b^*> a^* тогава R_3= a^*/3,
в противен случай R_3= b^* /3;

R4 =R_3;

R5 - ако n < $D_{ухо}$/2- a^*/2 тогава R_5= n,
в противен случай R_5= $D_{ухо}$/2- a^*/2,
където ⇒ n = B/2 + $L_{ухо}$-($\mathbf{r_{из,сч}}$+ b+ c tg α_3) < $D_{ухо}$/2- a^*/2

R6 - ако $\mathbf{r_{из,сч}}$ < $D_{гл}$/2 тогава R_6= $\mathbf{r_{из,сч}}$ - $D_{вал}$/2,
в противен случай R_6= $\mathbf{r_{из,сч}}$ - $D_{гл}$ /2

R7 - ако $D_{гл}$/2 – a/2 < $D_{гл}$/2 - R_2 тогава R_7= $D_{гл}$/2 – a/2,
в противен случай R_7= $D_{гл}$/2 - R_2.

3.3 Изводи и резултати

На базата на резултатите от изследването във вид на блок – схеми, са разработени „ Алгоритъм за проектиране на карданов съединител“ и процедурата „ Изчисляване на вала и шлиците“

При спазване на условията за изменение на зависимите параметрите (b, a, c, α_3, α_3, α_3, $r_{изх.сч}$ и B) в точка 3.1 и условията, изведени в точка 2.6 е разработен алгоритъм за създаване на моделите на вилката и кръстачката.

Стойностите на уточнените параметри могат да се запишат във файл чрез който с помощта на графичен продукт SolidWorks, автоматично да се създадат и визуализират моделите на кръстачката и вилката, сглобяването им в шарнир на Хук, неговото движение, както и да се създадат сборен и детайлни чертежи.

Заключение

Чрез представената разработка „ Метод за проектиране с елементи на оптимизиране“ е предложен алгоритъм за проектиране на карданов съединител при минимизиране на неговата маса и размери.

Разработеният метод за точно определяне на силите, действащи върху шарнирите за произволно избран ъгъл на завъртане на задвижващата вилка, от една страна води до отстраняване на условностите в тяхното определяне според стандартния метод на проектиране, а от друга страна способства за минимизиране на конструкцията на съединителя.

Чрез така изведените зависимости, за определяне на условията за незасичане в движение и покой при различни стойности на ъгъла на пресичане на валовете ще отпадне необходимостта от създаване на модели на съединители, и тяхното изследване, каквато е практиката при стандартния метод на проектиране.

Настоящата разработка и предложената блок-схема могат да се използват за разработване на софтуер за автоматизирано проектиране на карданов съединител с минимална маса и размери.

Научно-приложни приноси

1. Разработен е метод и са изведени зависимости за точно определяне на периферните и осеви сили, действащи върху вилките за произволен ъгъл на завъртане.

2. Изведени са зависимости за проверка за засичане при движение на кардановия съединител при ъгъл $\gamma > 0$.

Приложни приноси

1. Определени са условията и изведени зависимости за осигуряване възможността за сглобяване на вилката и кръстачката.

2. Разработен е подробен алгоритъм за проектиране на карданов съединител с минимална маса, размери и масов инерционен момент на рамото на вилка.

3. Разработен е алгоритъм на процедура „ Изчисляване на вала и шлиците“.

4. Разработен е алгоритъм за автоматизирано моделиране и документиране чрез графичен продукт Solid Works на кръстачката и вилката.

Научни публикации, свързани с дисертационния труд:

1. Ненов П., Е. Ангелова, В. Джаджев, В. Ронкова. Модел за електронно обучение по дисциплината машинни елементи, част лабораторни упражнения. В: Национална конференция по Машиностроене и Машинознание, Варна, 2014, ISBN ISSN 1312-8612.
2. Джаджев В.,Ангелова Е. Поява и развитие на кардановия съединител,част първа. В: Научна конференция РУ & СУ 14, Русе, 2014
3. Джаджев В. Поява и развитие на кардановия съединител,част втора. В: Научна конференция на РУ & СУ 14, Русе, 2014
4. Angelova E., Dzhadzhev V. A new approach to automated design of a minimum mass cardan coupling. In: Scientific- Technical Conference, Innovations in Engineering, Burgas, Bulgaria, 2015.
5. Джаджев В. Нов подход при автоматизирано проектиране на карданов съединител с минимална маса - част втора. В: Научна конференция на РУ& СУ 15, Русе, 2015

Други публикации, свързани с дисертационния труд:

1. Петрова И., П. Ненов, Е. Ангелова. Генериране на математичен модел за изследване характеристиките на шарнир на Хук. Сборник доклади на НК ЕМ‘12, Русе, 2012,-С.49-52
2. Петрова И., Е. Ангелова, П. Ненов. Определяне на граничните положения на завъртане на вилките на шарнир на Хук, в равнината на двете оси. Сборник доклади на НК ЕМ‘ 12, Русе, 2012,-С. 53-59
3. Ронкова В. Проектиране на карданови съединители, насочено към минимизиране на габаритните им размери. Българско списание за инженерно проектиране, 2013, брой 19, -С. 79-86, ISSN 1313-7530
4. Nenov P., Tr. Trifonov, D. Velchev, V. Ronkova. Irregular speed of rotation of the output shaft of the hook’s joint– visualization and study of its influence on the fork’s strongest. IN: POWER TRANSMISSIONS The 4th International Conference on Power Transmissions, Sinaia, ROMANIA, Springer Scienie+Business Media Dordrecht, 2013,-p. 367-377.

Abstract

The option of connecting the elements of a cardan coupling during the design process is focused on ensuring the absence of interception for each mutual position of these components within the limits of the chosen angle between the shafts. The same lack of interception is to be provided during the process of assembling the components of the cardan drive. In current practice this distinction is verified by creating of several preliminary

versions of test design models and implementing model control. This procedure delays and raises the cost of the design process.

The rotating of both forks with different angular velocities makes the verification of the non – interception more complicated and it changes the forks' instantaneous rotational speed. This circumstance hinders the conducting of appropriate strength evaluation of the forks. It is done with a certain reserve based upon the forces and the relevant torsion and bending moments in two boundary positions of the driving fork. This specific feature is used very often in traditional design methods but it makes the verification to certain extend quite conditional.

The indicated disadvantages are eliminated in the presented research study which is based on the traditional design methods. A new approach is elaborated and relationships for the exact determination of the tangential and axial forces acting upon the forks for random rotational angle are deduced. Equations for the verification of the intersection during cardan drive components' movement (for an angle $\gamma > 0$) are deduced.

A detailed algorithm for designing a cardan coupling with minimum mass, dimensions and mass moment of inertia of the arm fork is elaborated. This product can be applied for creating software for automated design of a cardan coupling.