

- 3) $\varepsilon_\alpha > 1, \varepsilon_\beta = 1;$
- 4) $(\varepsilon_\alpha - M_1) + (\varepsilon_\beta - M_2) \leq 1;$
- 5) $(\varepsilon_\alpha - M_1) + (\varepsilon_\beta - M_2) \geq 1,$

Проведем анализ этих положений.

1) Случай $\varepsilon_\alpha = 1, \varepsilon_\beta = 1$ (рис. 1, б)

В положении *I* длина линии контакта зубьев равняется длине гипотенузы и составляет $L = AB$. В следующих положениях линии контакта (положения *II, III* и *IV*) в притемненном (на рисунке!) поле зацепления зубьев располагаются два участка длины линии контакта суммарной длиной $L = AB$. Следовательно, длина линии контакта зубьев в процессе зацепления не изменяется и составляет $L = AB = p_b / \sin \beta_b$.

Изменяется лишь число участков длины линии контакта до двух при сохранении длины L .

Для прочностного расчета вводится проекция величины суммарной длины линии контакта L на направление оси вала, которая в этом случае равна ширине колеса

$$b' = L \cos \beta_b = p_b \operatorname{tg} \beta_b = p_x = b.$$

2) Случай $\varepsilon_\alpha = 1, \varepsilon_\beta > 1$ (рис. 1, в)

В положении *I* полная длина линии контакта зубьев $L = AB + CD = p_b \varepsilon_\beta / \sin \beta_b$,

а ее проекция на направление оси вала $b' = L \cos \beta_b = \varepsilon_\beta p_x$ не изменяется во время работы. Однако, как следует из рисунка, число участков линии контакта зубьев изменяется от 2-х до 3-х.

3) Случай $\varepsilon_\alpha > 1, \varepsilon_\beta = 1$ (рис. 1, г)

В положении *I* полная длина линии контакта зубьев

$$L = AB + EF = p_{z\alpha} \varepsilon_\alpha / \sin \beta_z$$

также не изменяется во время работы.

4) Случай $(\varepsilon_\alpha - M_1) + (\varepsilon_\beta - M_2) \leq 1$ (рис. 1, д)

5) Случай $(\varepsilon_\alpha - M_1) + (\varepsilon_\beta - M_2) \geq 1$ (рис. 1, е)

В обоих случаях изменяется длина линии контакта зубьев, а также ее проекция на направление оси вал. Для прочностного расчета следует принимать минимальную величину из зависимости

$$L_{\min} = (b \varepsilon_\alpha / \cos \beta_b) k_{\min}$$

или ее проекцию на направление оси вала, которая равна $b' = b \varepsilon_\alpha k_{\min}$.

Значения коэффициента k_{\min} определяется следующим образом:

- если $\varepsilon_\alpha < 1, k_{\min} = M_2 / \varepsilon_\beta$ при $M_2 \geq 1$ и $((\varepsilon_\beta - M_2) \leq (1 - \varepsilon_\alpha));$
- если $\varepsilon_\alpha < 1, k_{\min} = [(M_2 + 1)\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta - M_2 - 1] / (\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta)$ при $(\varepsilon_\beta - M_2) \geq (1 - \varepsilon_\alpha);$
- если $\varepsilon_\alpha > 1,$

$$k_{\min} = [M_2(\varepsilon_\alpha - 1) + \varepsilon_\beta] / (\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta), \text{ при } (\varepsilon_\beta - M_2) + (\varepsilon_\alpha - M_1) \leq 1 \text{ (случай 4) или}$$

$$k_{\min} = [(M_2 + 1)\varepsilon_\alpha + 2(\varepsilon_\beta - M_2 - 1)] / (\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta), \text{ при } (\varepsilon_\beta - M_2) + (\varepsilon_\alpha - M_1) \geq 1 \text{ (случай 5).}$$

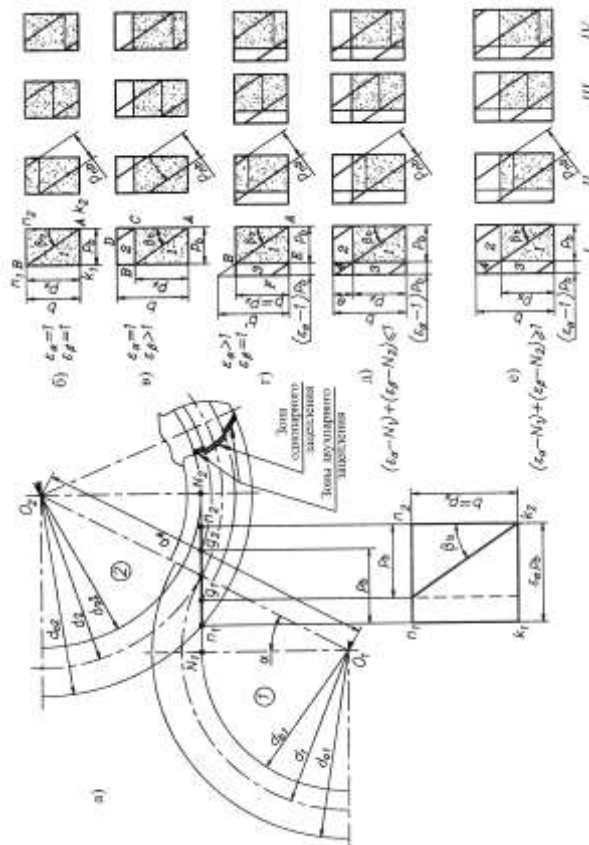


Рис. 1 – Положение линий контакта зубьев на поле зацепления для косозубых колес

Выводы.

1. Наилучшие условия для уменьшения внутренней динамики передачи, связанной с процессом зацепления зубьев, будут обеспечены при условиях $\epsilon_\alpha = 1$ и $\epsilon_\beta = 1$ (рис. 1, б). В этом случае в зацеплении находится одна пара зубьев. Линия контакта зубьев определяется длиной зуба $L = b / \cos \beta_n$, которая в процессе зацепления не меняется. Как следует из рис. 1, б) (положения II, III, IV), линия контакта в процессе зацепления делится на две части, суммарная длина которых постоянна и равна длине зуба.

2. Такие же условия будут иметь место при условиях $\epsilon_\alpha = 1$ и $\epsilon_\beta \geq 1$ (рис. 1, в), а также при $\epsilon_\alpha \geq 1$ и $\epsilon_\beta = 1$ (рис. 1, г). В этом случае линия контакта зубьев определяется длиной зуба $L = b\epsilon_\alpha / \cos \beta_n$, которая в процессе зацепления не меняется. Как следует из рис. 1, б и рис. 1, в (положения II, III, IV) линия контакта в процессе зацепления разделяется на две-три части, суммарная длина которых постоянна.

3. Несколько худшими будут условия работы передачи, которая определена вариантами, представленными на рис. 1, г и рис. 1, д, т.к. в этих случаях суммарная длина контакта зубьев изменяется в процессе зацепления.

4. Реализация параметров передачи для обеспечения вариантов а), б) и в) подлежит дальнейшему определению.

Список литературы. 1. Абрамов Б.М. Динамические явления в прямозубых зубчатых передачах. Издательство ХГУ им. А.Горького. Харьков. 1959. 2. Müller Ludwik. Przekładnie zębate. Projektowanie. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne. Warszawa. 1996. 3. Кудрявцев В.Н., Кузьмин И.С., Филипенков А.Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов. «Политехника», Санкт-Петербург. 1993. 4. Курмаз Л.В. Методика выбора параметров цилиндрических зубчатых передач, обеспечивающих коэффициент осевого перекрытия зубьев $\epsilon_\beta = 1$. Материалы международной научно-технической конференции «Вклад вузовской науки в развитие приоритетных направлений производственно-хозяйственной деятельности, разработку экономичных и экологически чистых технологий и прогрессивных методов обучения», посвященной 80-летию Белорусской государственной политехнической академии, в 10 частях. Часть 6 - «Надежность и ресурсное проектирование машин». Белорусская государственная политехническая академия. Минск 2000. 5. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2000. 6. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Издательство «Высшая школа», Москва, 2005. 7. Kurmaz L.W., Kurmaz O.L. Projektowanie węzłów i części maszyn. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej. Kielce, 2006.