

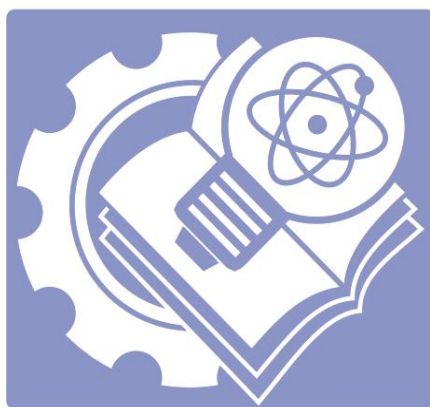
**ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ**

**М. Қозыбаев атындағы
Солтүстік Қазақстан мемлекеттік университеті**



**«Қазақстан Республикасының ғылым мен білім
беру саласындағы жаңа технологиялар және
энергия үнемдеудің өзекті мәселелері»
атты халықаралық ғылыми-тәжірибелік
конференцияның**

МАТЕРИАЛДАРЫ



МАТЕРИАЛЫ

***международной научно-практической
конференции***

**«Актуальные вопросы энергосбережения и
новые технологии в науке и образовании
Республики Казахстан»**

II

Петропавл, 2014 ж.

**ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ**

**М. Қозыбаев атындағы
Солтүстік Қазақстан мемлекеттік университеті**

**«Қазақстан Республикасының ғылым мен білім беру
саласындағы жаңа технологиялар және энергия
үнемдеудің өзекті мәселелері»
*атты халықаралық ғылыми-тәжірибелік
конференцияның***

МАТЕРИАЛДАРЫ

(22 желтоқсан)

МАТЕРИАЛЫ

***международной научно-практической
конференции***
**«Актуальные вопросы энергосбережения и
новые технологии в науке и образовании
Республики Казахстан»**

(22 декабря)

II

Петропавл, 2014 ж.

Редакция алқасы / Редакционная коллегия

Ашимов У.Б., ректор Северо-Казахстанского государственного университета им. М.Козыбаева - председатель

Каиржанова Л.С., проректор по научной работе и внешним связям - заместитель председателя

Тайжанова М.М., проректор по воспитательной работе

Кушумбаев А.Б., проректор по административно-хозяйственной части

Байтенизов Д.Т., руководитель научно-исследовательской службы

Имамбаева Р.С., и.о. декана инженерно-технического факультета

Иванова О.В., заместитель декана инженерно-технического факультета по научной работе и менеджменту качества

«Актуальные вопросы энергосбережения и новые технологии в науке и образовании Республики Казахстан»: материалы международной научно-практической конференции. Т.2. - Петропавловск: СКГУ им. М. Козыбаева, 2014. - 125 с.

**«Қазақстан Республикасының ғылым мен білім беру
саласындағы жаңа технологиялар және энергия
үнемдеудің өзекті мәселелері»
*атты халықаралық ғылыми-тәжірибелік
конференцияның*
МАТЕРИАЛДАРЫ
(22 желтоқсан)**

**МАТЕРИАЛЫ
*международной научно-практической
конференции*
«Актуальные вопросы энергосбережения и
новые технологии в науке и образовании
Республики Казахстан»
(22 декабря)**

II

Демьяненко А.В.¹, Исаева И.Н.², Мокренский А.Б.¹, Джамбиесова Т.С.¹ (¹ СКГУ им. М.Козыбаева, ² КазНТУ им. К.И.Сатпаева) Ультразвуковая дефектоскопия тонкостенных стальных пластин прямым совмещенным преобразователем	53
Әубәкірова Б.Б. (М.Қозыбаев атындағы СҚМУ) Оқу үдерісіндегі проблемалық оқыту технологиясы	58
Жекеев Д.Ш. (СКГУ им. М.Козыбаева) Опыт применения системы автоматизированного проектирования «Гектор: Проектировщик-строитель» в учебном процессе	60
Имамбаев Н.С.¹, Жакишев Б.А.² (¹ СКГУ им. М.Козыбаева, ² КАТУ им. С.Сейфуллина) Ресурсосберегающая отопительная система на отработанном масле	62
Иманов А.К. (СКГУ им. М.Козыбаева) Технологии адаптации студентов в условиях высшей школы	67
Иманов А.К.¹, Шитов А.С.¹, Исатаев Ж.Б.¹, Биро А.Н.² (¹ СКГУ им. М.Козыбаева; ² ГУ «Фурмановская средняя школа», СКО) Здоровьесберегающие технологии в физическом воспитании	69
Качулин С.Н., Куташов Д.А. (Омский государственный технический университет, г. Омск) Ультразвуковая очистка металлических изделий	74
Козак Е.А. (СКГУ им. М.Козыбаева) Проблемы и перспективы использования мобильных устройств в бакалавриате	76
Козырев А.Н. (СКГУ им. М.Козыбаева) Особенности изготовления крутоизогнутых отводов с применением индукционного нагрева	79
Колисниченко С.Н., Колисниченко С.В., Нестеренко А.В. (СКГУ им. М.Козыбаева) Особенности контроля и определения опасных мест в шейках коленчатого вала ДВС при ремонте	81
Колисниченко С.Н., Савинкин В.В., Абикеев Е.Б. (СКГУ им. М.Козыбаева) Развитие логистической концепции в деятельности транспортных предприятий... ..	83
Коробова А.Б., Ческидова Т.И. (Омский государственный институт сервиса) Повышение качества образования и подготовки конкурентоспособных специалистов через совершенствование контроля знаний, умений и навыков студентов	86
Кузнецова В.Н.¹, Савинкин В.В.², Савинкин В.П.³ (¹ Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, ² СКГУ им. М.Козыбаева, ³ Северо-Казахстанский профессионально-педагогический колледж) Разработка методики расчета силовых и энергетических параметров редуктора поворотной платформы экскаватора	89
Кошекков К.Т.¹, Гладков М.В.¹, Машеков С.А.² (¹ СКГУ им. М.Козыбаева, ² КазНТУ им. К.И.Сатпаева) Оценка эффективной величины измерительных сигналов при контроле геометрических параметров горячего проката	95
Кошекков К.Т., Кашевкин А.А. (СКГУ им. М.Козыбаева) Кафедра «Энергетика и радиоэлектроника»: вчера, сегодня, завтра	99
Полищук Н.Ю. (СКГУ им. М.Козыбаева) Применение метода CASE-STUDY при организации самостоятельной работы студентов технических специальностей	101
Попова Ю.А.¹, Сирозотдинова Е.А.² (¹ СКГУ им. М.Козыбаева, ² Колледж СКУ) Практикоориентированные занятия как основа конкурентоспособности студентов	104
Раковец Н.С., Шашкина И.С. (СКГУ им. М.Козыбаева) Новые направления развития гражданской социализации и самореализации молодежи в современном обществе	108

Используемый контроль знаний позволяет студенту почувствовать себя в профессиональной среде будущим специалистом, умеющим не только на базе полученных знаний (лекций и практических занятий) представить свой проект, но и дать его глубокий анализ, и защитить с конкурирующими группами.

Литература:

1. Коробова А.Б. Общие вопросы гармонизации фигуры, образа: учеб. пособие – Омск: ОГИС, 2006. – 186 с.
2. Маматова О.Г. Формы контроля знаний студентов педагогических вузов [Текст]/ О.Г. Маматова // Молодой ученый. — 2012. — №8. — С. 353-355.
3. Электронный научный журнал «Современные проблемы науки и образования», К вопросу о современных технологиях контроля знаний студентов», Милевич А.С. № 6, 2009 г., стр. 61-64.
4. Сборник статей в 2-х частях «Молодежь, наука, творчество - 2014» - Омск: ОГИС, «Мотивация студентов к их будущей профессиональной деятельности через новую форму контроля», Т.И. Ческидова, 2014 – С.165-166.

УДК 621.879

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА СИЛОВЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА ПОВОРОТНОЙ ПЛАТФОРМЫ ЭКСКАВАТОРА

Кузнецова В.Н.¹, Савинкин В.В.², Савинкин В.П.³

(¹Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия г.Омск, ²СКГУ им. М. Козыбаева, ³Северо-Казахстанский профессионально-педагогический колледж)

Аннотация. Авторами работы установлены наиболее значимые факторы, влияющие на долговечность механизма поворота. Установленные соотношения силовых и энергетических показателей помогут выработать комплекс мер по снижению степени влияния внешних сил инерции и оптимальному перераспределению нагрузки в зацеплении на каждый угол поворота φ без ущерба мощности зацепления в критический промежуток времени.

Ключевые слова. Энергоемкость, напряжения изгиба, критическая нагрузка, поворотная платформа.

Введение. Энергия (работа), затрачиваемая на преодоление «отрицательных» сопутствующих нагрузок увеличивает время цикла, снижает производительность и эффективность экскаватора в целом. Доминирующая величина суммарной потери энергии приходится на гидроцилиндры ковша, рукояти в процессе резания и на поворотную платформу СДМ при разгоне и торможении. Поэтому энергоэффективность экскаватора необходимо рассматривать как совокупность взаимодействующих систем («силовая установка-гидропривод», «гидропривод - рабочее оборудование», «гидропривод - кинематические связи двигателей», «рабочий орган-среда»).

Отечественные ученые Т.М. Башта, В.В. Ведерников, А.И. Вошин, Н.С. Гамынин, А.П. Кудрявцев, Г.П. Кальбус, О.В. Лебедев, Б.А. Любимов, В.М. Марк-вартде, И.А. Немировский, В.Н. Прокофьев, Д.Н. Попов, Н.Ф. Руденко, И.В. Фрумкис, В.А. Хохлов и др. обосновали теоретическую базу и предложили методику расчета гидрообъемных

и гидродинамических передач [1]. Развитие получила научно-исследовательская работа по созданию гидроприводов многоотраслевого назначения эффективного действия. Сопоставление эффективности механических, электрических, пневматических и гидравлических передач – сложная задача, так как даже выбор необходимой совокупности их показателей строго не регламентирован и представляет определенные трудности. Более того, в зависимости от типа и назначения рассматриваемой машины может изменяться и значимость того или иного показателя.

Актуальность проблемы. Установлено, что производительность экскаватора в большей степени зависит от времени цикла. Величина которого, в свою очередь на 65% зависит от такта поворота платформы экскаватора. Следовательно, актуальность приобретает задача рекуперации энергии и разработка комплекса мероприятий по снижению удельной энергии, затраченной на единицу выполненной работы экскаватора. Частичное решение данной задачи может быть реализовано путем разработки вспомогательного механизма поворота платформы экскаватора с меньшими значениями входных параметров гидромотора. Изменение входных параметров должно снизить динамические нагрузки в механизме, равномерно распределить реакции сил, действующие в кинематических парах («венец поворотного круга – приводная шестерня» и «планетарная солнечная шестерня - сотелиты») и сохранить выходные параметры, влияющие на технологичность процесса и надежность механизма в целом.

Основная часть. Конечную работу (поворот платформы) совершает ведущая шестерня двухступенчатого планетарного редуктора. Следовательно, в задачу снижения энергоемкости поворота платформы входит исследование распределение усилий и напряжений возникающие в кинематических связях редуктора и поворотного круга [2].

Переменные контактные напряжения и трение профилей зубьев вызывают повреждения рабочих поверхностей, данные показатели зависят от угловых скоростей, касательных ускорений и величины действующих моментов (рис. 1). Эти факторы в обязательном порядке будем учитывать при расчете и проектировании энергосберегающего механизма поворотной платформы землеройной машины. Напряжения изгиба являются причиной поломки зубьев. Усталостные поломки могут быть предупреждены:

- защитой передачи от случайных неучтенных при расчете перегрузок;
- управляемой циклической нагрузкой на кинематической паре «венец поворотного круга – приводная шестерня», возникающей в момент разгона и торможения;
- регулированием и уменьшением скорости и ускорений поворотной платформы в процессе такта;
- адаптацией к изменяющейся нагрузки в процессе времени разгона и торможения;
- автоматическим распределением усилия в поворотном механизме.

В современной методике расчета основным критерием работоспособности передач принята контактная усталость рабочих поверхностей зубьев, поскольку в пределах заданных габаритов колес σ_H остаются постоянными, а σ_F можно уменьшить, увеличивая модуль. В зависимости от совокупности динамических факторов и прочностных характеристик можно разработать мероприятия по снижению и оптимальному распределению σ_F с учетом энергоемкости работ. На основании сказанного ниже предлагаем методику расчета энергетических соотношений в планетарных передачах, базирующаяся на ГОСТ 21354–75, но с некоторыми изменениями, не нарушающими логики и сути данного стандарта.

Авторами работ по расчету планетарных передач Гинзбургом Е.Г., Кудрявцевым В.Н., Кирдяшевым Ю.Н., Кисточкиным Е.С. установлена зависимость между напряжениями $\sigma_{\text{HН}}$ и циклической долговечностью N – числом циклов до появления недопустимого выкрашивания рабочих поверхностей зубьев передачи. С учетом сказанного допускаемые контактные напряжения определим по формуле:

$$[\sigma_{\text{H}}] = (\sigma_{\text{H0}}/[n]) \cdot K_{\text{HL}}, \quad (1)$$

где σ_{H0} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующей базе N_{H0} . Предел контактной выносливости и его база определяются твердостью рабочих поверхностей. База контактных напряжений может быть принята в зависимости от средней твердости:

$$N_{\text{H0}} = \text{HB}^3 \quad (2)$$

Если $N_{\text{H0}} \geq 12 \cdot 10^7$, то будем принимать $N_{\text{H0}} = 12 \cdot 10^7$.

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи. Если расчетное число циклов больше базы контактных напряжений N_{H0} , что имеет место при длительно работающей передаче, т.е. в течение не менее 36 000 ч. (согласно ГОСТ 16162–78), то $K_{\text{HL}} = 1$. Но реальные условия эксплуатации значительно снижают ресурс работы редуктора поворота, то тогда:

$$K_{\text{HL}} = \sqrt[6]{N_{\text{H0}}/N_{\Sigma}} \quad (3)$$

При этом K_{HL} не должен превышать 2,4, это условие исключит появление остаточных деформаций на поверхности зуба. При наличии конических косозубых сателлитов при разности средних твердостей рабочих поверхностей принимаем меньшее из двух полученных по зависимостям:

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_{\text{H}}] &= 0,45([\sigma_{\text{H1}}] + [\sigma_{\text{H2}}]) \\ [\sigma_{\text{H}}] &= 1,15[\sigma_{\text{H2}}] \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Рассчитывая усталость, допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_{\text{F}}] = (\sigma_{\text{F0}}/[n]) K_{\text{FC}} K_{\text{FL}} \quad (5)$$

где σ_{F0} – предел выносливости зубьев на излом; $[n]$ – допускаемый запас прочности [3]; K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, $K_{\text{FC}} = 1$ при одностороннем приложении нагрузки и $K_{\text{FC}} = 0,7 \dots 0,8$ при двустороннем.

На степень энергоемкости редуктора окажет существенное влияние угловые скорости приобретенные при работе ведущей шестерни. Абсолютные скорости вала:

$$\omega_{\text{h}} = \omega_1 / (1 + p), \quad (6)$$

где ω_1 – угловая скорость центрального колеса; $p = z_3/z_1$.

Относительная угловая скорость центрального колеса $\omega'_1 = \omega_1 - \omega_{\text{h}}$.

Относительная угловая скорость сателлита будет найдена как $\omega'_2 = \omega_1 / i_{12}^{\text{h}}$. Далее определяем КПД передачи:

$$\eta_{1h}=1-p\psi^h/(p+1). \quad (7)$$

Следующий шаг в предложенной методике расчета определение расчетного момента на шестерне:

$$M_{p1}=M_1/c'$$

где $M_1=P_1/\omega_1$; c' - приведенное число сателлитов, при $c=3$, $c'=c-0,7=2,3$.

Момент на сателлите M_2 определяем как произведение на η и i_{12}^h . Совершая работу, каждое зубчатое колесо редуктора приобретает момент внешних сил, который определяет уравнение равновесия внешних моментов, приложенных к механизму $M_h - M_3 - M_1 = 0$. В нашем случае так же необходимо определить силы, действующие в зацеплении: окружная сила $F=2M/d$, осевая $F_x=F\tg\beta$, радиальная $F_r=F \tg\alpha/\cos\beta$, нормальная сила в зацеплении $F_n=2M/(d\cos\beta\cos\alpha)$.

После определения действия внешних сил делаем проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости и при моментах изгиба:

$$\sigma_H = (z/a_\omega) \sqrt{M_2 K_{H\beta} (u_{12} + 1)^3 / (b_2 u_{12}^2 c')} \leq [\sigma_H]; \quad (8)$$

$$\sigma_F = 2M_2 K_F Y_F / (c' m b_2 d_2) \leq [\sigma_F]. \quad (9)$$

Следующим этапом расчета будет определение энергетических составляющих. Для нашего редуктора и отдельных звеньев необходимо установить действующую мощность в зацеплении от ведущего звена к ведомому (10).

$$N_a^h = M_a(n_a - n_h). \quad (10)$$

Так как угловые скорости одного и того же звена относительно различных систем координат могут иметь противоположные направления, то и произведения момента на угловые скорости, взятые относительно различных систем координат, могут иметь различные знаки. Следовательно, одно и то же звено может быть ведущим относительно одной системы координат и ведомым относительно другой. Мощность в зацеплении характеризует передачу в отношении потерь на трение. Отношение мощности в зацеплении данного зубчатого колеса к мощности, полученной по угловой скорости. Например, для зубчатого колеса планетарной передачи:

$$\frac{N_a^h}{N_a} = \frac{M_a(n_a - n_h)}{M_a n_a} = 1 - i_{ha}^b = \frac{i_{ab}^h}{i_{ab}^h - 1} \quad (11)$$

Проведя промежуточные расчеты разработаем математическую модель энергетических затрат редуктора при повороте платформы с учетом исследованных сил и ускорений для заданного угла поворота ϕ .

$$N_{ш} = (\sum_{i=1}^n \phi_{\tau i} \cdot \sum R_i) + (F_{ш} \cdot r_{ш}) \cdot (n_{ш} - n_\epsilon) \quad (12)$$

Исследуя рабочие процессы редуктора поворота платформы, установлено, что одним из критериев оценки эффективной работы будет мощность зацепления ведущей шестерни вала с венцом поворотного круга. Именно этот показатель позволяет учесть

действие возникающих сил инерции оборудования в промежуток времени такта поворота Δt_i на кинематическую пару. Предложенный промежуточный расчет редуктора дает возможность оценить его общий КПД с учетом особенностей структуры расположения передач, форм зацепления. Так же общий КПД устанавливает взаимосвязь гидромотора и редуктора через входные параметры $M_{пол}^{гм}$ и $n_{гм}$ и выходные $N_{ш.з.}$.

Результаты исследований показали, что режимы работы механизма поворота платформы оказывают существенное влияние не только на снижение КПД и экономичности, но и на величину касательной силы инерции платформы СДМ и действующие напряжения изгиба в парах зацепления.

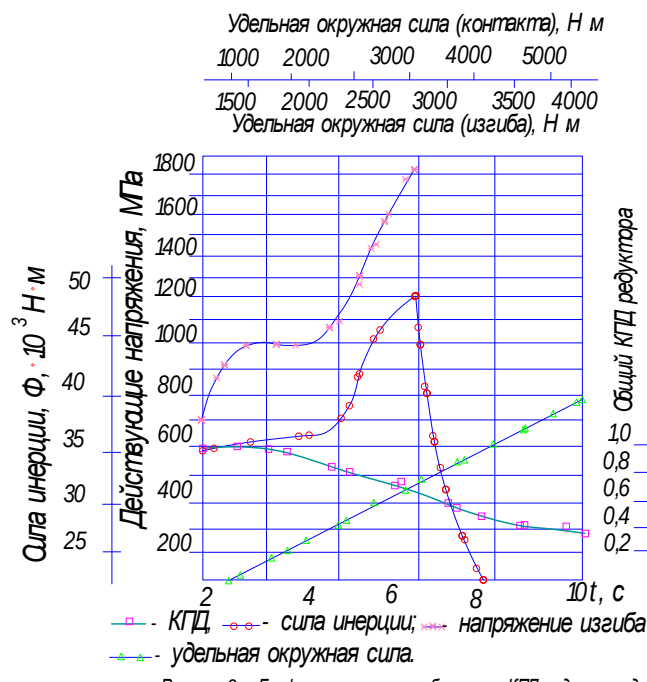


Рисунок 1. График зависимости общего КПД редуктора от действующего напряжения в зацеплении пары «ведущая шестерня - поворотный круг»

При работе механизма поворота платформы в его кинематических парах зацепления возникают динамические нагрузки. Величины нагрузок циклически изменяется в зависимости от угла φ поворота платформы. Каждому промежутку времени работы механизма (t_1 , t_2 , t_3) соответствует нагрузочный режим, который сопровождается нарастающими силами инерции вызывающие неравномерно распределенные по контактным поверхностям шестерен напряжения изгиба (рисунок 1).

Анализируя графики зависимостей (рисунок 1) можно с уверенностью отметить, что пиковые значения нагрузки в механизме поворота приходятся на 2,7 и 6,8 секунды работы. Этот период соответствует разгону t_1 и торможению t_3 платформы соответственно. При разгоне поворотной платформы за короткий промежуток времени t_1 за счет больших собственных центр масс и угла поворота $\varphi=90-1100$ возникает сила инерции $\Phi=35000-36000$ Н·м. С увеличением силы инерции Φ в момент t_1 наблюдается рост удельной окружной силы в шестернях зацепления механизма поворота 1750 Н·мм. Действие указанных сил неизбежно влечет появление контактных напряжений σ_n и напряжений изгиба $\sigma_{из}$ на контактной поверхности зубьев шестерен. Опасность работы

механизма в момент разгона заключается в том, что действующие напряжения σ_n и σ_i не распределены по всей поверхности, а сконцентрированы только по ширине контактного зуба и крайним точкам эвольвенты прилегающих зубьев. Именно в переходной момент времени $t_1 \rightarrow t_2$ работы редуктора поворота платформы обеспечивается большой удельной энергоемкостью. Это объясняется тем, что большая часть энергии или мощность в зацеплении расходуется на преодоление инерционных сил сопротивления и гидравлических. В этот момент гидромотор редуктора работает под давлением $P=16$ МПа. КПД редуктора составляет порядка $\eta=0,8$ т.е. не смотря на энергозатратность потенциал механизма используется в полной мере (рисунок 1). Далее с ростом сил сопротивления в период $t_2 \rightarrow t_3$ КПД редуктора значительно снижается до $\eta=0,65$, а энергоемкость увеличивается. Данное явление объясняется стабильно действующими нагрузками (Φ , σ_n , σ_i и др.) в короткий промежуток времени $t_2=3$ с. Заключительный период такта поворота платформы, торможение осуществляется при экстремально высоких нагрузках, когда силы инерции резко возрастают до $\Phi=48000-50000$ Н·м, вызывая мгновенный всплеск напряжений в контактных шестернях $\sigma_i=1800-2000$ МПа (рисунок 1). При этом гидропривод данной магистрали также находится в нагруженном состоянии. Совокупность действующих сил и моментов значительно повышают удельную энергоемкость процесса $\mathcal{E}_{уд}$ и резко снижают эффективность $\eta=0,65$ и долговечность редуктора поворотной платформы. В итоге после непродолжительных циклов эксплуатации порядка $2 \cdot 10^5$ происходит излом зубьев именно в той части венца поворотного круга, которая приходится на максимальный угол поворота $\varphi=90-110^\circ$ т.е., соответствующий периоду торможения t_3 платформы.

Выводы:

- наиболее энергоемкими периодами поворота платформы являются разгон t_1 и торможение t_2 . Пик критически опасных значений напряжений изгиба $\sigma_i > [\sigma_i]$ и контакта $\sigma_n > [\sigma_n]$, приходится на период торможения t_3 платформы и соответствует углу поворота платформы $\varphi=90-110^\circ$;
- основная причина облома зубьев венца опорно-поворотного круга – формирование концентрации напряжений σ_i и σ_n за короткий промежуток времени $t_3=1,3$ с. на маленьком пятне контакта, равное площади боковой поверхности зуба. Технические требования по твердости зуба 35 HRC на долговечность механизма влияют в небольшой степени. Решающую роль играют касательные силы инерции и возникающие концентрации напряжений на единицу контактной площади зуба;
- один из вариантов снижения энергоемкости процесса предлагается перераспределение усилий по кинематическим парам зацепления с адаптацией к моментам собственных масс и инерции всей платформы.

Литература:

1. Руденко Н.Ф. Планетарные передачи. Теория, применение, расчет и проектирование. Изд. 3-е. М., Машгиз, 1947. - 756 с.
2. Крикун В.Я., Манасян В.Г. "Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата" Издание первое – М., "Издательство Ассоциации строительных вузов", 2001 г.
3. Рубенчик В.Я., Шоломов Н.М. О концентрации напряжений при растяжении основания зуба. – «Известия вузов. Машиностроение», 1973, № 8, с. 33-37.