

УДК 622.232.72

В.Г. Нечепаев, докт. техн. наук, проф.

С.Ю. Харламов, студент

Донецкий национальный технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РАМЫ ХОДОВОЙ ТЕЛЕЖКИ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ ТИПА КСП-32

Разработана модель и выполнен анализ объемного напряженно - деформированного состояния базовой корпусной детали системы подачи проходческих комбайнов типа КСП-32.

Проходческий комбайн, исполнительный орган, ходовая тележка, рама, напряженно-деформированное состояние, моделирование, анализ

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Прилагаемые в последнее время усилия, направленные на интенсификацию прохождения горных выработок, а также дальнейшее расширение области применения проходческих комбайнов избирательного действия на забои с повышенными показателями абразивности и прочности горных пород, обуславливают существенное возрастание нагруженности всех основных систем и узлов таких машин.

Это определяет актуальность оценки прочности и долговечности базовых корпусных деталей проходческих комбайнов типа КСП-32 в указанных условиях, прогнозирование прочности и долговечности при наращивании их энерговооруженности и рассмотрении вариантов изменения конструктивных решений.

Анализ исследований и публикаций. Традиционные, наиболее широко применяемые сегодня методы расчета сварных конструкций, характеризуются следующими особенностями:

- использованием повышенных значений коэффициентов запаса прочности;
- оценкой характеристик сопротивления усталости деталей по результатам испытаний стандартных образцов материалов с типичными концентраторами напряжений;
- оценкой характеристик сопротивления усталости деталей по результатам испытаний уменьшенных моделей деталей.

Использование таких подходов применительно к сложным конструкциям приводит к значительным погрешностям при оценке прочности конструкций, а соответственно, к излишней металлоемко-

сти, преждевременным отказам, невозможности точного прогнозирования ресурса конструкций [1]. Сказанное в полной мере относится к тяжелым корпусным деталям со сложной пространственной конфигурацией, типичным представителем которых является рама ходовой тележки проходческих комбайнов избирательного действия типа КСП-32.

Постановка задачи.

Достижение приемлемой точности в оценке прочности и долговечности такой тяжелой и сложной корпусной детали, как рама ходовой тележки проходческих комбайнов избирательного действия типа КСП-32, может быть обеспечено на основе анализа ее пространственного напряженно-деформированного состояния (НДС).

Учитывая конструктивные особенности рассматриваемой детали и особенности ее нагружения в процессе эксплуатации, предлагается методика анализа НДС рамы ходовой тележки комбайнов типа КСП-32, включающая следующие основные этапы:

- анализ типичных режимов нагружения и выявление режимов, при которых уровень НДС деталей может достигать опасных величин, на основе опыта эксплуатации и экспериментальных исследований.
- обоснование расчетных схем, отражающих взаимодействие системы привода исполнительного органа с другими основными системами комбайна при опасных режимах нагружения.
- разработка конечно-элементных моделей с максимально возможным учетом особенностей геометрии конструкции, ожидаемого уровня градиентов напряжений и контактного взаимодействия деталей;
- оценка уровня НДС конструкций с помощью алгоритмов и программ универсального программного комплекса метода конечных элементов (МКЭ).
- определение коэффициентов запаса прочности для высоконапряженных областей конструкции. Выявление областей, в которых расчетные значения коэффициентов запаса прочности меньше нормативных.
- обоснование рекомендаций по совершенствованию конструкций методом вычислительного эксперимента с оценкой НДС нескольких предложенных вариантов на основе конечно-элементного моделирования.

Изложение материала и результаты.

При моделировании напряженного состояния детали “рама ходовой тележки” ее нагруженность рассматривается применительно к основным режимам функционирования проходческих комбайнов типа КСП-32:

- "перемещение";
- "разрушение породного забоя".

В режиме "перемещение" рассматриваются два расчетных случая:

- "перемещение вперед";
- "перемещение назад".

В режиме "разрушение породного забоя" рассматриваются следующие три расчетные случаи:

- опирание комбайна на 4 опорные точки (впереди машины на два передних натяжных катка и сзади на два аутригера). Исполнительный орган расположен вдоль продольной оси комбайна. Вертикальная составляющая силы резания забоя исполнительным органом F_z направлена вниз;

- опирание комбайна на 4 опорные точки (впереди машины на два передних натяжных катка и сзади на два аутригера). Исполнительный орган повернут относительно продольной оси комбайна на 40° . Вертикальная составляющая силы резания забоя исполнительным органом F_z направлена вниз;

- опирание комбайна на 4 опорные точки (впереди машины на два передних натяжных катка и два задних опорных катка). Исполнительный орган расположен вдоль продольной оси комбайна. Вертикальная составляющая силы резания забоя исполнительным органом F_z направлена вниз.

В режиме "перемещение" тяговое усилие, обусловленное моментом вращающим гидромотора привода ходовой тележки комбайна, принимается равным 250 кН (25 т).

Применительно к указанным выше расчетным случаям разработаны расчетные схемы для моделирования напряженного состояния детали “рама ходовой тележки”. На рис. 1 в качестве примера приведена одна из таких схем для режима работы "перемещение вперед", а на рис.2 - для режима работы "разрушение породного забоя".

На приведенных схемах приняты следующие обозначения:

- G_1 , G_2 – вес маслобака;
- G_k – вес комбайна;

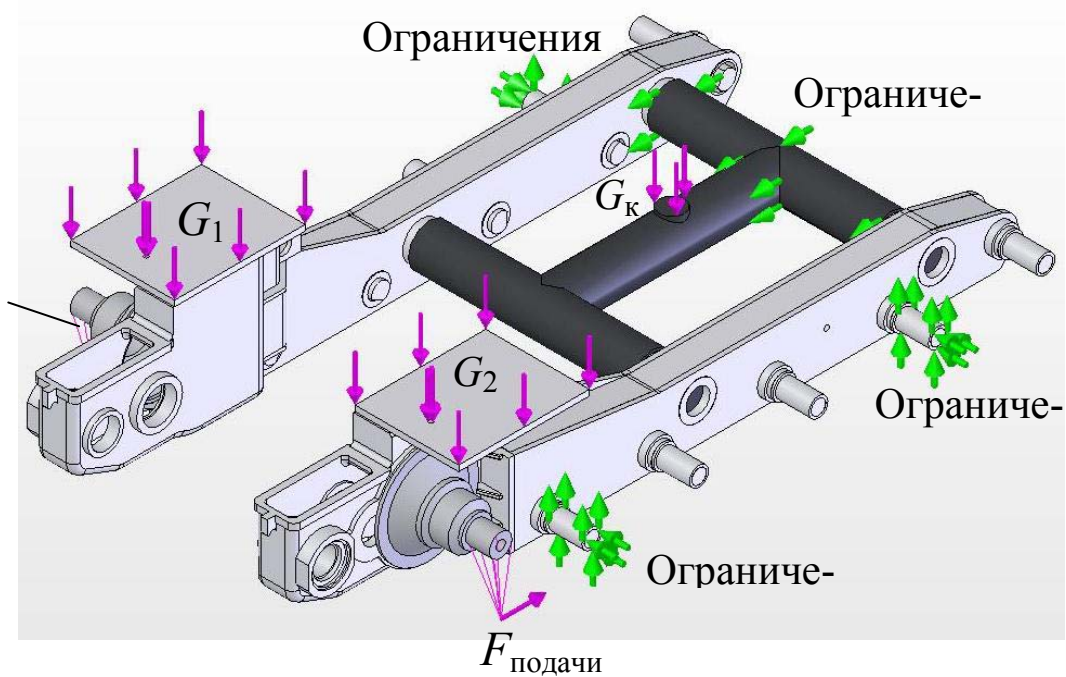


Рис.1. Расчетная схема детали «рама ходовой тележки» комбайна КСП-35. Режим работы – "перемещение вперед"

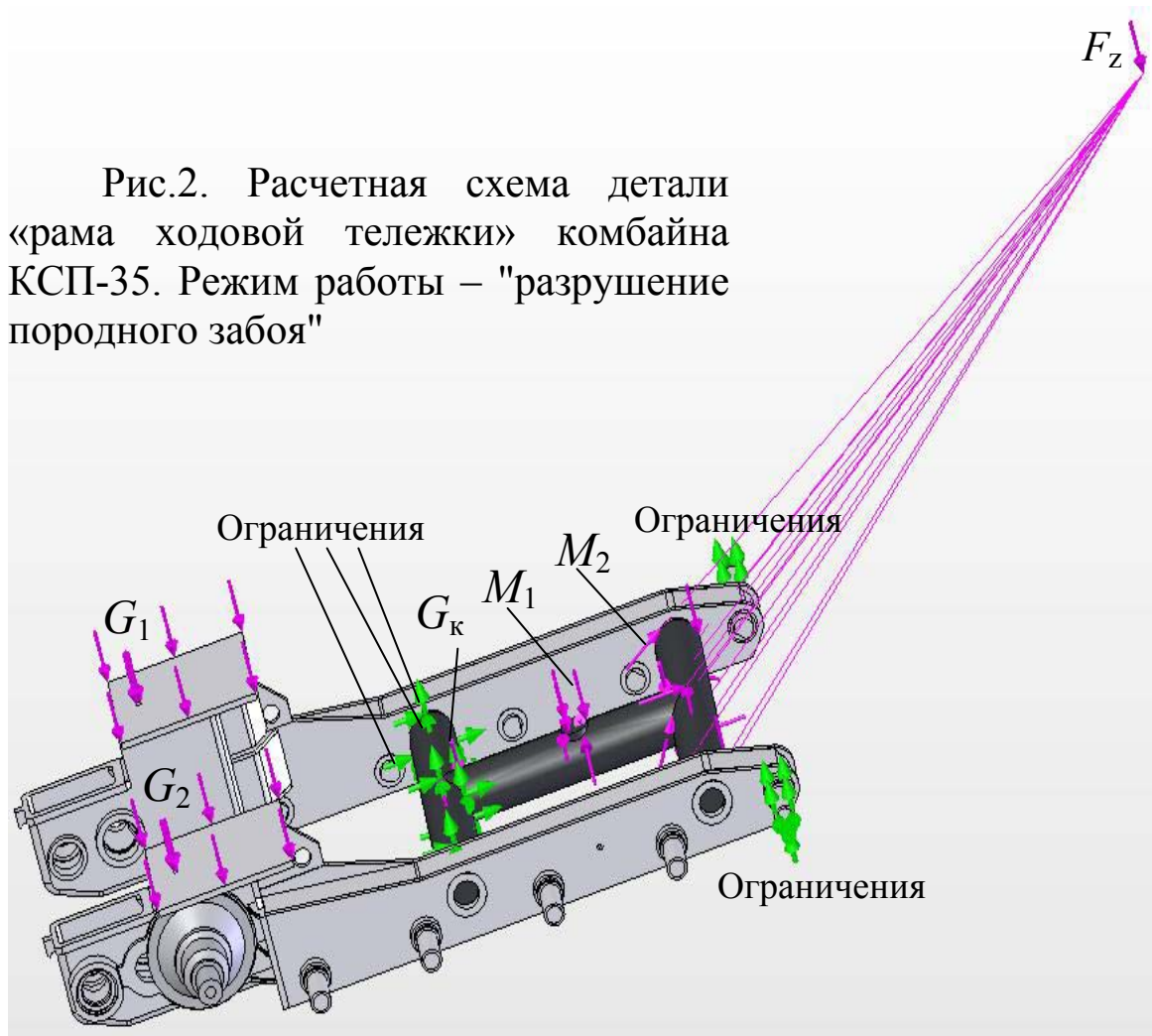


Рис.2. Расчетная схема детали «рама ходовой тележки» комбайна КСП-35. Режим работы – "разрушение породного забоя"

$F_{\text{подачи}}$ – сила натяжения траковой цепи ходовой тележки;

F_z – вертикальная составляющая силы резания забоя;

M_1 – вертикальная составляющая момента двигателя исполнительного органа;

M_2 – горизонтальная составляющая момента двигателя исполнительного органа.

При моделировании и анализе напряженного состояния детали «рама ходовой тележки», имеющего место при перемещении комбайна, тяговое усилие (обусловленное моментом вращающим гидромотора привода ходовой тележки комбайна) принимается равным 250 кН (25 т).

Моделирование и анализ напряженного состояния детали «рама ходовой тележки» при разрушении породного забоя выполнены для режима «вертикальный рез – попутное фрезерование» при ограничениях [2-4], соответствующих предельному состоянию устойчивости комбайна КСП-35 ($M = 36$ кНм, $F_z = -90$ кН).

На рис.3 представлена расчетная модель - сетка конечных элементов - детали «рама ходовой тележки».

На рис. 4 в качестве примера представлена модель напряженного состояния детали «рама ходовой тележки» применительно к одному из расчетных случаев для режима "разрушение породного забоя".

На основе полученных моделей напряженного состояния для

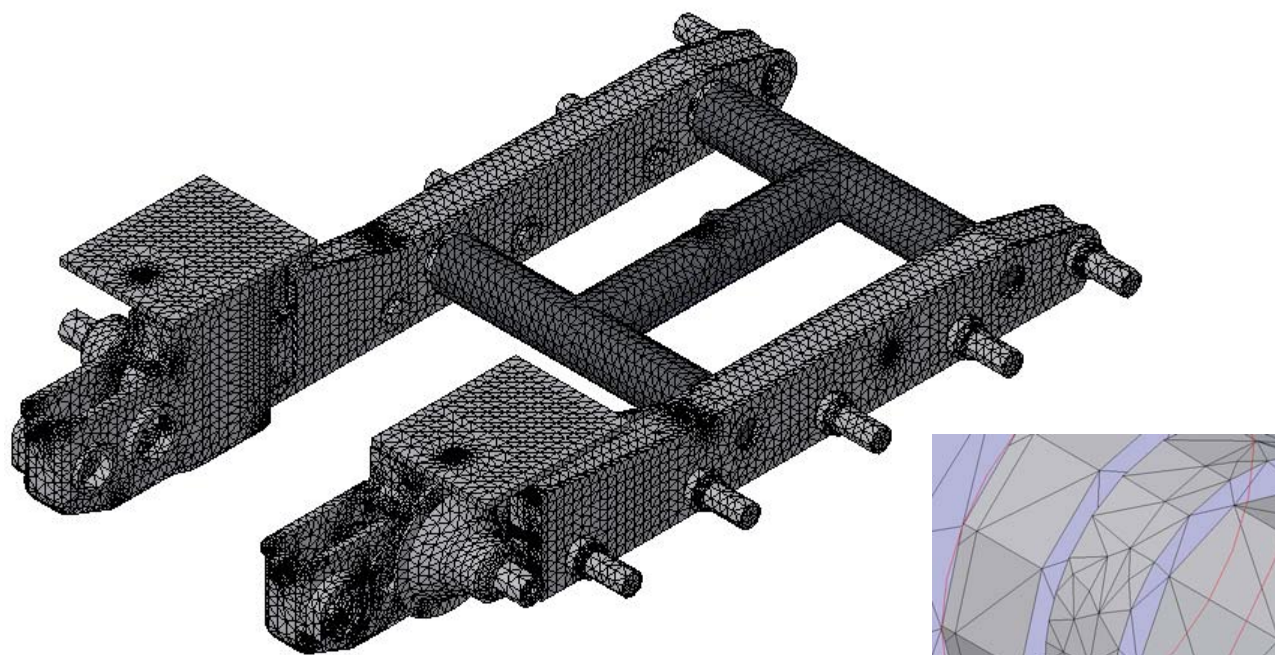


Рис. 3. Сетка конечных элементов (расчетная модель) детали «рама ходовой тележки» комбайна КСП-35

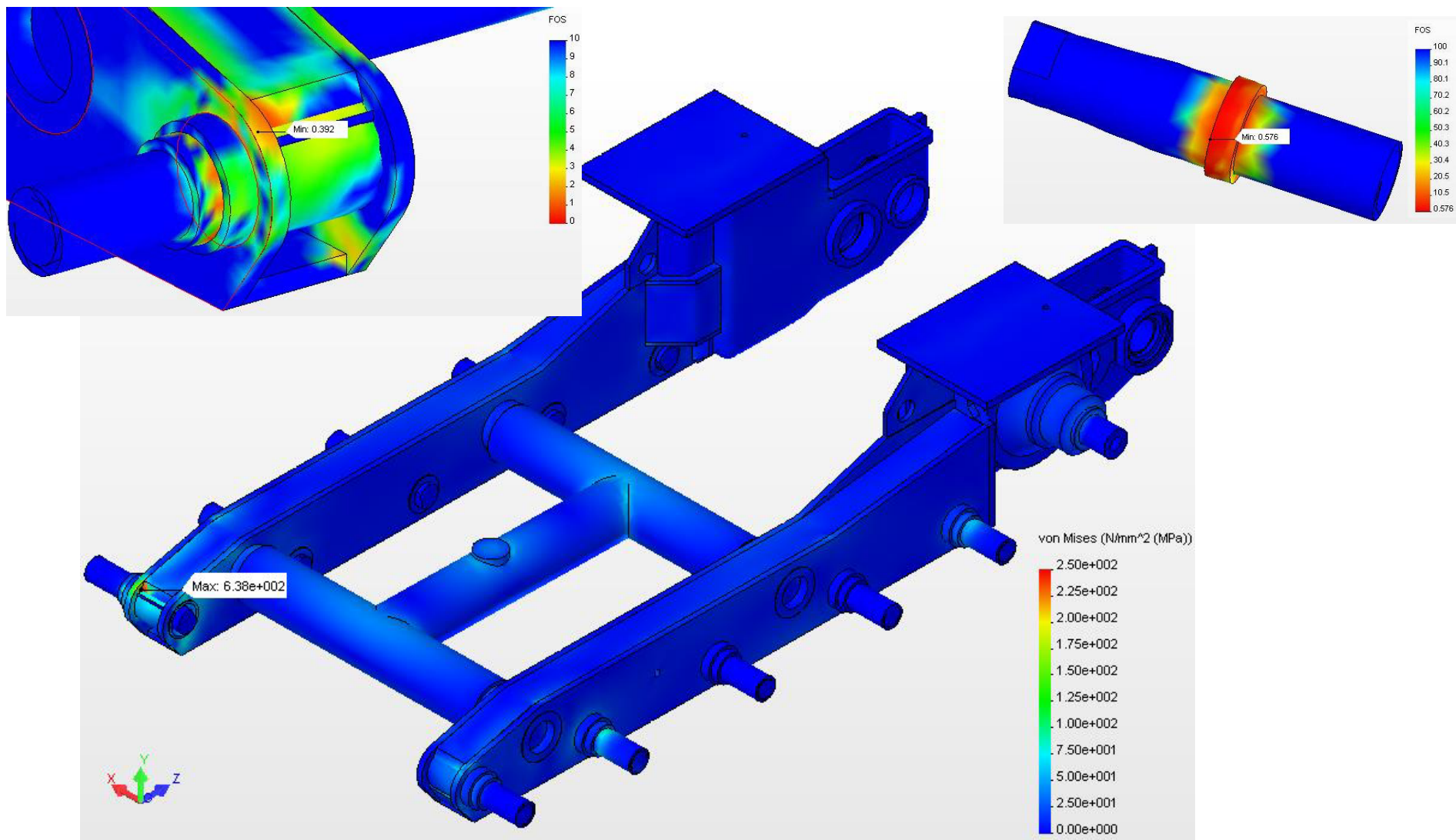


Рис.4. Модель напряженного состояния детали «рама ходовой тележки» комбайна КСП-35.
 Режим работы – «перемещение назад»

рассматриваемых режимов работы и расчетных случаев выполнен анализ напряженного состояния детали “рама ходовой тележки”.

1. Режим функционирования – «перемещение вперед».

Максимальное значение напряжения достигает 110 МПа. Место расположения максимальных напряжений - в зоне соединения ходовой тележки с корпусом комбайна. Наиболее нагруженным элементом конструкции является втулка, в которой устанавливается ось корпуса. Минимальное значение коэффициента запаса прочности для втулки (рассчитанного относительно предела текучести материала $\sigma_T=250$ МПа) $S = 2,23$.

Высоконагруженными являются также оси опорных катков. Минимальное значение коэффициента запаса прочности для оси опорного катка $S = 3,99$.

2. Режим функционирования – «перемещение назад».

Максимальное значение напряжения достигает 638 МПа. Место расположения максимальных напряжений - в зоне соединения корпуса ходовой тележки с осью натяжной звездочки. Наиболее нагруженным элементом конструкции является сварной шов, соединяющий ось натяжной звездочки со стяжкой корпуса ходовой тележки. Минимальное значение запаса коэффициента прочности для сварного шва $S = 0,39$ (в узко локальной зоне).

Высоконагруженными являются также оси натяжных звездочек. Минимальное значение коэффициента запаса прочности для сварного соединения оси натяжной звездочки с втулкой корпуса $S = 0,58$ (в узко локальной зоне).

3. Режим функционирования – разрушение забоя. (Положение исполнительного органа – вдоль продольной оси комбайна. Опора на 4 точки - 2 передних натяжных катка и 2 аутригера).

Максимальное значение напряжения составляет 540 МПа. Место расположения максимальных напряжений - в зоне соединения корпуса ходовой тележки с осью натяжной звездочки. Наиболее нагруженной деталью конструкции является сварной шов, соединяющий ось натяжной звездочки с втулкой корпуса ходовой тележки. Минимальное значение коэффициента запаса прочности для сварного шва оси натяжных звездочек $S = 0,47$ (в узко локальной зоне).

Минимальное значение коэффициента запаса прочности для втулки корпуса $S = 2,08$.

4. Режим функционирования – разрушение забоя (Положение исполнительного органа - повернут на 40° . Опора на 4 точки - 2 передних натяжных катка и 2 аутригера).

Максимальное значение напряжения составляет 630 МПа. Место расположения максимальных напряжений - в зоне соединения планки корпуса ходовой тележки с осью натяжной звездочки. Наиболее нагруженным элементом конструкции является сварной шов, соединяющий ось натяжной звездочки с планкой корпуса ходовой тележки. Минимальное значение коэффициента запаса прочности для сварного шва оси натяжных звездочек $S = 0,39$ (в узко локальной зоне).

Минимальное значение коэффициента запаса прочности для оси катка натяжной звездочки $S = 2,15$.

5. Режим функционирования – разрушение забоя. (Положение исполнительного органа – вдоль продольной оси комбайна. Опора на 4 точки - на два передних натяжных катка и два задних опорных катка).

Максимальное значение напряжения составляет 150 МПа. Место расположения максимальных напряжений - в зоне соединения ходовой тележки с корпусом комбайна. Наиболее нагруженным элементом конструкции является втулка, в которой устанавливается ось корпуса. Минимальное значение коэффициента запаса прочности для втулки $S = 1,63$.

Выводы и направления дальнейших исследований.

1. Прочность рассматриваемой детали “рама ходовой тележки” в целом обеспечивается во всех режимах функционирования комбайна КСП-35.

2. Наиболее нагруженными элементами рассматриваемой конструкции являются оси передних натяжных звездочек и сварные швы, соединяющие эти оси с рамой ходовой тележки. В некоторых зонах имеет место минимальное значение коэффициента запаса прочности $S < 1$. Однако, следует отметить, что для рассматриваемых сварных конструкций высокий уровень концентрации напряжений, соответствующий превышению предела текучести материала, имеет место в весьма малых локальных зонах (коэффициент запаса прочности для этих зон ниже единицы). Поэтому, с учетом высоких пластических свойств применяемых малоуглеродистых и низколегированных сталей, а также малых размеров зон высоких напряжений, несмотря на локальную пластическую деформацию материала, трещины при однократном приложении предельных нагрузок не появят-

ся. Пластические деформации и напряжения будут возрастать при повторных предельных нагрузках, что в дальнейшем приведет к исчерпанию пластичности материала и появлению трещин усталости. Этот вывод подтверждается результатами наблюдений, выполненных НАТИ и показавших, что трещины в опасных зонах несущих систем возникают и развиваются только после нескольких лет эксплуатации [1].

Другие элементы конструкции детали “рама ходовой тележки” являются малонагруженными $S > 10$.

3. Для снижения нагруженности сварных швов осей передних натяжных звездочек целесообразно повысить жесткость узла их крепления к раме ходовой тележки.

Список источников

1. Дмитриченко С.С., Русанов О.А. Опыт расчетов на прочность, проектирования и доводки сварных металлоконструкций мобильных машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 2006.-№1.
2. Кондрахин В.П., Хиценко А.И., Мотин Н.Н. Разработка и установление адекватности имитационной математической модели проходческого комбайна. Прогрессивные технологии и системы машиностроения / Международный сборник научн. трудов, вып.25.- ДонНТУ, Донецк.-2003, С.182-187
3. Кондрахин В.П., Хиценко А.И. Имитационное моделирование усилия подачи при резании горных пород / Наукові праці Донецького державного технічного університету, вип.42 , Серія: гірничо-енергомеханічна, Донецьк, 2002, с.124-129.
4. Кондрахин В.П., Хиценко А.И. Идентификация усилия резания горных пород / Наукові праці Донецького державного технічного університету, вип.35, Серія: гірничо-енергомеханічна, Донецьк, 2001, с.92-97.

В.Г.Неченаєв. Моделювання та аналіз напружено-деформованого стану рами ходового візка прохідницьких комбайнів типу КСП-32. Розроблена модель і виконаний аналіз об'ємного напружено-деформованого стану базової корпусної деталі системи подачі прохідницьких комбайнів типу КСП-32.

Прохідницький комбайн, виконавчий орган, корпус, напружено-деформований стан, моделювання, аналіз.

V.G.Nechepaev. Modelling and the analysis of the is intense-deformed condition of the frame of the running buggy of roadheaders of type KSP-32. The model is developed and the analysis of the volume is intense-deformed condition of a base case part of a haulage system of heading machines of type KSP-32 is made.

Roadheader, effector, the running buggy, the frame, intense-deformed condition, modelling, the analysis.