

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2023. № 2. С. 1 – 15.

DOI:

Представлена в редакцию: 07.02.2023

Принята к публикации: 14.03.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629.33

Численное моделирование прерывания потока в гидромуфте, необходимого для уменьшения остаточного крутящего момента

Вдовин Д.С., Сидоров А.А.*,
Аль-Делеми Д. С.

* sidorovaan@bmstu.ru

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

Актуальность. В момент отключения гидротормоза путем перекрытия клапанов, большая часть жидкости выбрасывается из полости в систему охлаждения автомобиля, однако часть жидкости с паром остается в проточной части и при вращении лопастного колеса создается тормозной момент, снижающий эффективность машины и уменьшающий КПД трансмиссии. Для предотвращения формирования остаточного тормозного момента применяются прерыватели потока, не позволяющие жидкости полноценно циркулировать в полости гидромуфты, тем самым убирая негативный эффект. Объектом исследования является гидравлическая муфта с частичным заполнением проточной части, используемая в составе вспомогательной тормозной системы автомобиля.

Цель настоящей работы – сравнение двух систем прерывания потока, оценка применимости, а также определение диапазона эффективной работы каждой системы.

Методология и методы. Методом конечных объемов исследованы две системы прерывания потока в гидромуфте с частичным заполнением.

Результаты и научная новизна. Проведена оценка эффективности и применимости двух систем прерывания потока для уменьшения остаточного тормозного момента в отключенном гидротормозе. Получены распределения тормозного момента, средней скорости циркуляции, а также скорости циркуляции в сечении для гидротормоза с частичным заполнением без прерывания потока, с использованием шторок-прерывателей, а также для нескольких положений с продольным разведением колес.

Практическая значимость. Рассматриваемые системы прерывания потока в гидромуфте с частичным заполнением показали значительное уменьшение остаточного тормозного момента. Однако, наибольшую эффективность в широком диапазоне частот вращения, по сравнению с расчетом без прерывания потока, показали шторки-прерыватели, что, вероятно, вызвано большим снижением скорости циркуляции ввиду дополнительного сопротивления.

Ключевые слова: Гидромуфта, гидротормоз, ретардер, метод конечных объемов, CFD, многофазные потоки.

Введение

Ретардер (гидравлический замедлитель) – это устройство, являющееся основной частью вспомогательной тормозной системы автомобиля, предназначенное для снижения скорости без использования фрикционных тормозов. Чаще всего ретардеры используются при эксплуатации транспортных средств большой массы – грузовых автомобилей, автобусов, а также поездов, преимущественно в горных условиях на длительных спусках, что позволяет существенно уменьшить износ тормозных колодок.

Ретардеры различаются по характерным местам их установки – перед коробкой передач (первичные ретардера) и после коробки передач (вторичные ретардеры), а также различаются рабочей жидкостью: трансмиссионное масло либо охлаждающая жидкость системы охлаждения двигателя. В настоящей работе рассматривается вторичный ретардер в качестве рабочего тела которого используется охлаждающая жидкость ДВС.

Конструктивно ретардер состоит из нескольких принципиальных блоков: блока гидромуфты, состоящего из неподвижного и подвижного колес (ротора и статора), при этом подвод и отвод рабочей жидкости может быть организован как в роторном и статорном, так и в смешанном исполнении, блока клапанов, осуществляющего подвод и отвод рабочей жидкости к полости гидромуфты, блока охлаждения – либо отдельного, либо штатного радиатора, а также из блока системы управления.

Для расчета гидравлической и моментной характеристики гидромуфты используется подход, основанный на методе конечных объемов (CFD) [1].

Анализ состояния вопроса

Анализ открытых источников показал, что тема настоящего исследования является серьезным вопросом, активно обсуждаемым в научном сообществе, что, несомненно, актуализирует подобные научные изыскания. Стоит выделить некоторые статьи, наиболее близкие по тематике исследования. Так, в статье [2] обсуждается численное моделирование на основе CFD, предложен метод оценки тормозных характеристик гидравлического замедлителя. В выводах приводится заключение о том, что численное моделирование на основе CFD является достаточно точным для оценки эффективности торможения с использованием гидравлического замедлителя. Выводы сделаны на основе сравнения с экспериментальными данными. В работе [3] обсуждается численное моделирование на основе CFD - трехмерное нестационарное численное моделирование однофазного турбулентного потока в гидравлическом замедлителе. Моделирование выполнено с помощью метода скользящей сетки, со стандартной моделью турбулентности k-ε и SIMPLEC. Получена моментная характеристика, а также согласование с экспериментом.

В результате анализа имеющейся литературы, а также на основании собственных исследований, авторы настоящей статьи подтверждают расчеты иностранных коллег, и подтверждают, что метод конечных объемов является пригодным инструментом для расчетов подобного типа задач.

Постановка задачи

Принцип действия гидромуфты, являющейся основным блоком тормоза-замедлителя, по которому осуществляется передача энергии от ротора к статору можно описать следующим образом: вследствие вращения роторного колеса на каждую частицу жидкости действует центробежная сила, что обеспечивает течение всей массы жидкости от центра к периферии. Поток жидкости, изменяющий направление, получает необходимую энергию от колес

машины, связанных через трансмиссию и дополнительную повышающую передачу с роторным лопастным колесом.

Поток жидкости, попадающий в межлопаточные каналы статорного колеса, вновь изменяет в нем свое направление, и это изменение направления обуславливает появление тангенциальных составляющих массовых сил, которые действуют на лопатки относительно оси вращения ротора и создают тормозной момент на валу.

Так как торможение гидрозамедлителем применяется не постоянно, а только на определенных участках маршрута автомобиля, ретардер необходимо выключать из системы. Для этого полость гидромукты опорожняется последовательным перекрытием сначала входного клапана, а затем выходного, в результате чего большая часть жидкости уходит в систему охлаждения двигателя. Однако, часть жидкости все равно остается в полости гидротормоза и неспособна ее покинуть, что приводит к появлению тормозного момента, который, при отключении ретардера снижает КПД трансмиссии и, соответственно, эффективность автомобиля. Для того, чтобы справиться с этим негативным эффектом применяются различные прерыватели потока, которые либо принудительно разрывают круг циркуляции, либо, за счет увеличения размеров проточной части заставляют поток терять энергию уменьшая тем самым его скорость, что в конечном итоге приводит к минимизации продуцируемого тормозного момента.

Математическое описание динамики жидкости

В работе рассматривается неизотермическое течение двухфазной однокомпонентной рабочей жидкости в межлопаточном пространстве в трехмерной, нестационарной постановке, при наличии вращающегося с заданной частотой домена (ротора). Математическое описание представляет собой систему уравнений неразрывности, движения и энергии, представленную в общем виде для смеси вязких несжимаемых жидкости и пара [4]:

$$\begin{cases} \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0; \\ \rho \frac{\partial}{\partial t} (\vec{u}) + \nabla \cdot (\vec{u} \vec{u}) \rho = -\nabla P + \nabla \tau; \\ \rho \frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{u} H) \rho = \nabla [\vec{u} \cdot \tau + \vec{q}]; \end{cases}$$

где ρ – плотность, кг/м³;

\vec{u} – вектор скорости, м/с;

p – давление, Па;

τ – тензор вязких напряжений, Па;

\vec{q} – вектор теплового потока, Вт;

E – полная энергия, Дж;

H – полная энтальпия, Дж.

Дополнительное уравнение диффузии, представляющее собой закон сохранения массы для каждого q-го компонента смеси, выглядит следующим образом [5]:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (C_q \rho_q) + \nabla \cdot (C_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}),$$

где ρ_q – плотность q-того компонента смеси, кг/м³;

\vec{v}_q – вектор скорости q-того компонента смеси, м/с;

C_q – объемная доля q-того компонента;

\dot{m}_{pq} – поток массы между p-тым и q-тым компонентом смеси, кг/с;

\dot{m}_{qp} – поток массы между q-тым и p-тым компонентом смеси, кг/с.

Очевидно, что сумма объемных долей компонентов должна быть равна единице:

$$\sum_{q=1}^n C_q = 1$$

Ввиду того, что течение в полости гидротормоза является сильно возмущенным, для замыкания указанной системы уравнений применяется модель турбулентности k- ω SST [6], так как она показала хорошую устойчивость как для однофазных, так и для многофазных и многокомпонентных рабочих тел.

В классической литературе [7-9], посвященной прямому численному моделированию характеристики гидромолоты описывается только один расчетный случай, при котором угол наклона лопатки относительно основания тора гидромолоты принят за 90°, что объясняется повышенной сложностью расчета гидромолот с наклонными лопатками, а также их редким использованием.

Основным методом для расчета не только моментной, но и гидравлической характеристики гидромолоты в настоящем исследовании является метод конечных объемов (CFD), который описанного выше недостатка лишен. Данный метод предполагает исследование трехмерной модели проточной части лопастного агрегата. Трехмерная модель разбивается на элементарные объемы – строится расчетная сетка, в рамках которой разрешается система уравнений [10].

При разработке имитационной модели приняты следующие допущения:

- рабочая среда в гидротормозе – вязкая несжимаемая жидкость (плотность и вязкость остаются постоянными в процессе моделирования);
- корпус и лопатки гидротормоза являются твердыми телами;
- фазовые переходы в прочной части не рассматриваются;
- утечки жидкости (помимо циркуляционного потока) незначительны;
- шероховатость стенок гидротормоза не учитывается.

Описание расчетной конечнообъемной модели

В настоящем исследовании рассматриваются две системы прерывания потока: прерывание увеличением расстояния между ротором и статором путем разведения колес гидромолоты (рис. 1), а также с помощью подпружиненных «шторок», частично перекрывающих проточную часть (рис. 2) и разбивающих тем самым круг циркуляции жидкости.

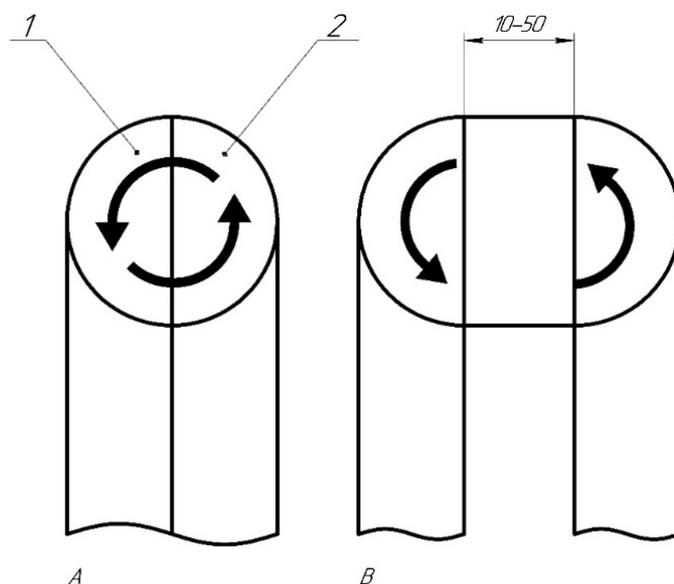


Рис. 1. Схема разведения колес ротора 1 и статора 2, А – колеса сведены полностью, В – колеса разведены

Рассматривается гидромуфта с активным диаметром 220 мм, углом наклона лопаток 45°, заполненная на 10% рабочей жидкостью. Для определения применимости и диапазона эффективности указанных вариантов прерывания потока используются модели гидромуфты с разведенными колесами на 10, 20, 30, 40 и 50 мм друг от друга, а также один вариант разделительных «шторок». Для сравнения проводится расчет без прерывания при прочих равных условиях.

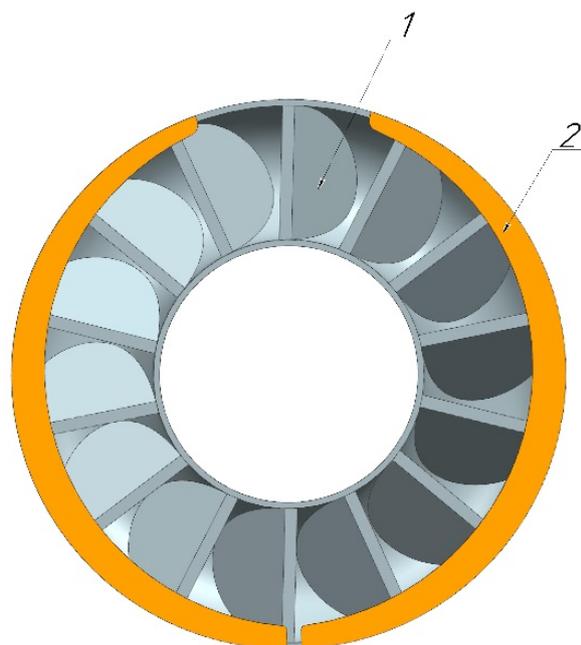


Рис. 1. Статор 1 и шторки-прерыватели 2 в рабочем положении

В качестве рабочей жидкости используется охлаждающая жидкость Тосол-65, с плотностью $\rho = 1080 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $0,002705 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Расчетная сетка

Для упрощения восприятия, в настоящей работе не приводится подробное описание сетки. Стоит лишь отметить, что для исключения влияния на результаты расчетов разбиения модели проточной части на элементы, проводилось исследование сеточной сходимости как в целом по сгущению сетки в области высоких градиентов, так и по призматическому подслою. Так, например, при подготовке сетки с призматическим подслоем для высоты первого пристеночного элемента y^+ принимался равным 0,9, а в ходе исследования сеточной сходимости было отмечено, что требуется не менее 10 элементов в подслое. На рисунке 3 представлен фрагмент структурированной сетки с типом элементов polyhedral. Средний размер элементов равен 0,65 мм, общее количество элементов ~ 4,7 млн ячеек.

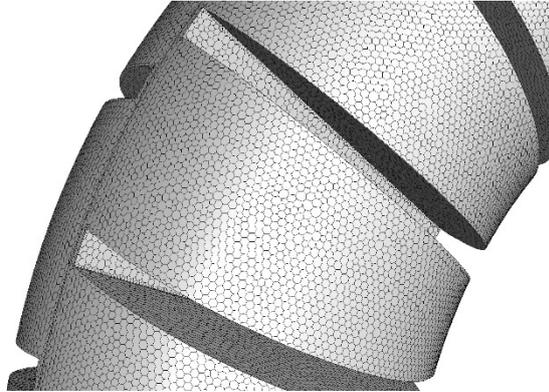


Рис. 3. Фрагмент расчетной сетки, тип элементов – polyhedral

Граничные и начальные условия

Рассматривается частичное заполнение полости гидромуфты (рис. 4), примерно 10% от общего объема составляет рабочая жидкость, остальное пар. Подвод-отвод жидкости в настоящем исследовании не моделируется. Принимается, что жидкость вязкая и несжимаемая, т.е. плотность и вязкость постоянны. Для ротора задается частота вращения в диапазоне от 250 до 2500 об/мин

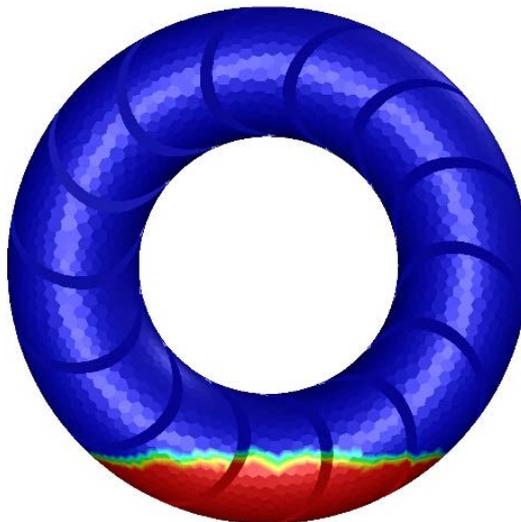


Рис. 4. Заполнение гидромуфты в начальный момент времени, красным показана рабочая жидкость, синим – пар

Результаты

Расчет гидромфты без прерывателя потока

Для сравнения результатов был проведен расчет гидромфты без прерывателей потока с частичным заполнением в диапазоне частот вращения ротора от 250 до 2500 об/мин.

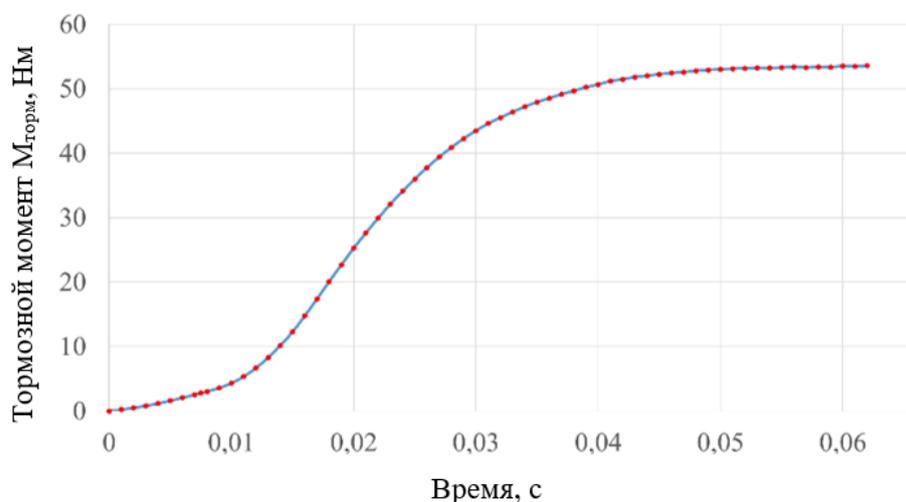


Рис. 5. Пример сходимости тормозного момента к стационарному значению для расчета без прерывателей

Расчет проводится в нестационарной постановке с шагом по времени 0,001 с, с последующей сходимостью к стационарному значению, на рис. 5 представлен график. Для удобства сравнения результаты расчетов сведены в общую таблицу 1 (в таблицу сведены результаты расчетов как без прерывателя потока, так и в случае применения шторок и разведения колес).

Таблица 1. Результаты CFD-расчета тормозного момента

Частота вращения ротора, об/мин	Тормозной момент, Нм						
	Без прерывателя	Шторка-прерыватель	Разведение колес, мм				
			10	20	30	40	50
250	3,7	0,3	1,2	0,8	0,6	0,5	0,1
500	13,4	0,6	2,8	1,6	1,02	0,9	0,3
750	27,4	2,2	5,8	4,2	3,2	2,8	0,9
1000	48,4	4,7	14,2	10,3	8,1	6,3	1,6
2000	148,1	16,4	65,1	43,5	34,2	25,2	5,7
2500	208,2	24,9	102,2	64,5	48,6	36,5	9,5

Расчет гидромфты со шторкой-прерывателем

На рис.6 представлено развитие потока циркуляции рабочей жидкости в полости гидромфты со шторкой-прерывателем во времени, под действием вращения ротора.

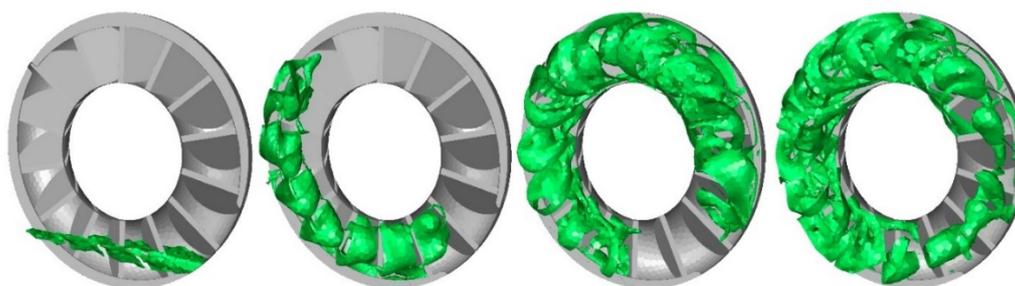


Рис. 6. Распределение рабочей жидкости в полости гидромuffты с течением времени

Видно, что циркуляция сохраняется, однако ведет себя очень нестабильно, ввиду имеющегося препятствия в виде шторки-прерывателя. Поток, набегая на препятствие теряет часть энергии и замедляется, вследствие чего крутящий момент снижается. Например, при расчете без прерывателя потока при частоте вращения ротора 1000 об/мин средняя скорость циркуляции и момент составляют 23,1 м/с и 48,4 Нм соответственно, а с учетом шторок-прерывателей 6,9 м/с и 4,7 Нм, таким образом средняя скорость уменьшилась почти в 3 раза, а момент более чем в 10 раз, что подтверждает эффективность шторки-прерывателя на исследуемом режиме.

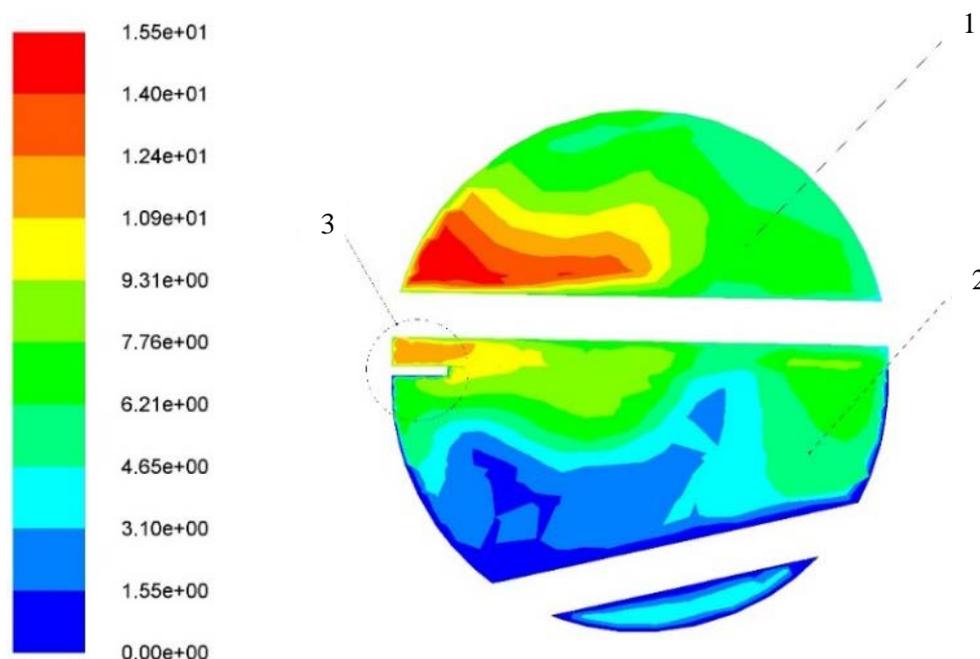


Рис. 7. Распределение скорости потока (м/с) в поперечном сечении тора гидромuffты. 1 – ротор, 2 – статор, 3 – шторка-прерыватель

Средняя скорость циркуляции потока рассчитывалась как средняя скорость в сечении тора гидромuffты. На рис. 7 видно, что со стороны ротора в области шторки-прерывателя скорость потока возрастает из-за повышенного сопротивления, а за шторкой наоборот, скорость минимальна, за счет чего и происходит уменьшение тормозного момента. Данные для средних скоростей циркуляции сведены для удобства в таблицу 2 (в таблицу сведены результаты расчетов как без прерывателя потока, так и в случае применения шторок и разведения колес).

Таблица 2. Результаты CFD-расчета средней скорости циркуляции потока

Частота вращения ротора, об/мин	Средняя скорость циркуляции потока, м/с						
	Без прерывателя	Шторка-прерыватель	Разведение колес, мм				
			10	20	30	40	50
250	3,5	2,1	3,3	2,9	2,5	2,2	1,2
500	9,9	3,5	6,4	5,1	4,2	3,8	1,5
750	16,6	5,3	9,8	8,4	7,1	6,1	2,1
1000	23,1	6,9	13,8	12,1	10,2	8,2	3,1
2000	49,7	12,3	29,2	26,3	21,5	16,9	6,2
2500	71,5	16,4	41,2	36,6	30,1	22,8	10,1

Расчет гидромфты с разведением колес

На рис. 8 представлены распределения скоростей в поперечном сечении для каждого из рассматриваемых вариантов отведения колес, начиная от 10 до 50 мм.

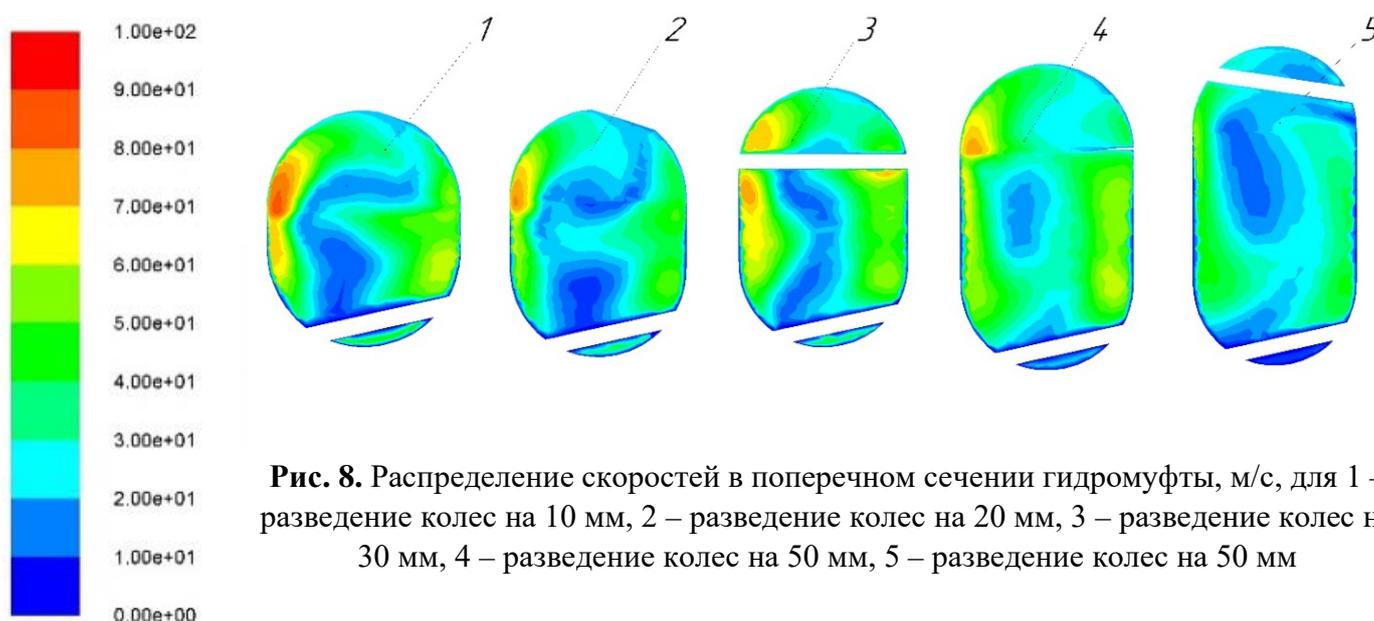


Рис. 8. Распределение скоростей в поперечном сечении гидромфты, м/с, для 1 – разведение колес на 10 мм, 2 – разведение колес на 20 мм, 3 – разведение колес на 30 мм, 4 – разведение колес на 50 мм, 5 – разведение колес на 50 мм

На рисунках ниже представлены зависимости тормозного момента и средней скорости циркуляции от частоты вращения ротора. Приняты следующие обозначения: 1 – без прерывателя потока, 2 – разведение колес на 10 мм, 3 – разведение колес на 20 мм, 4 – разведение колес на 30 мм, 5 – разведение колес на 40 мм, 6 – шторка-прерыватель, 7 – разведение колес на 50 мм.

Видно, что с увеличением расстояния между колесами гидромфты максимальная скорость потока падает, однако циркуляция при этом сохраняется.

Из рис. 9 и 10 можно сделать вывод, что разведение колес на 10 мм вдвое уменьшает остаточный тормозной момент, однако видно, что для достижения уровня эффективности шторки-прерывателя необходимо отвести колеса не менее, чем на 50 мм.

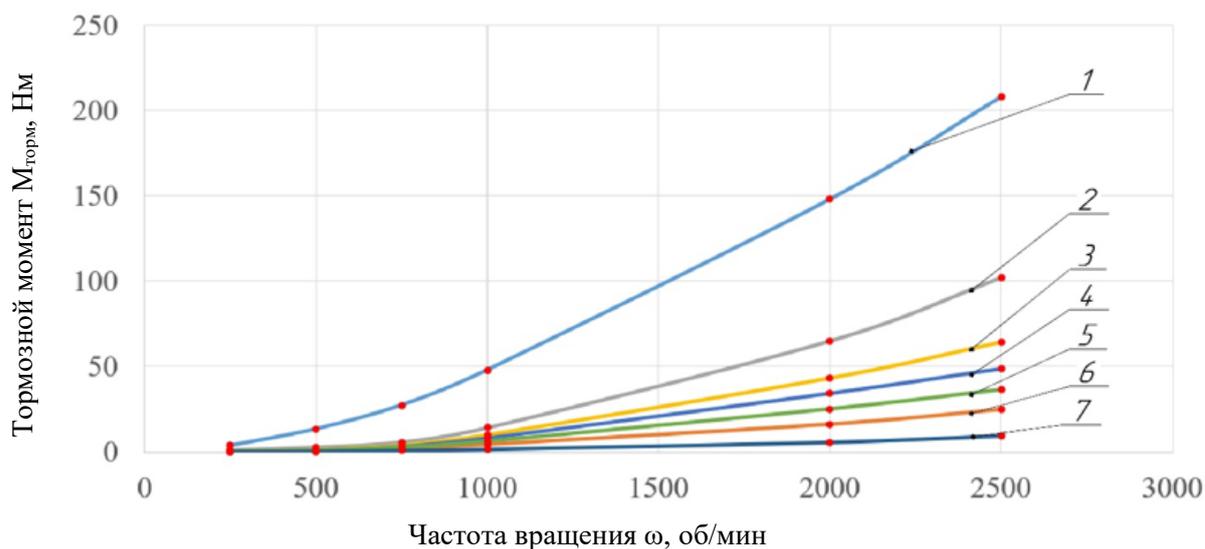


Рис. 9. Зависимость тормозного момента от частоты вращения ротора (общий вид)

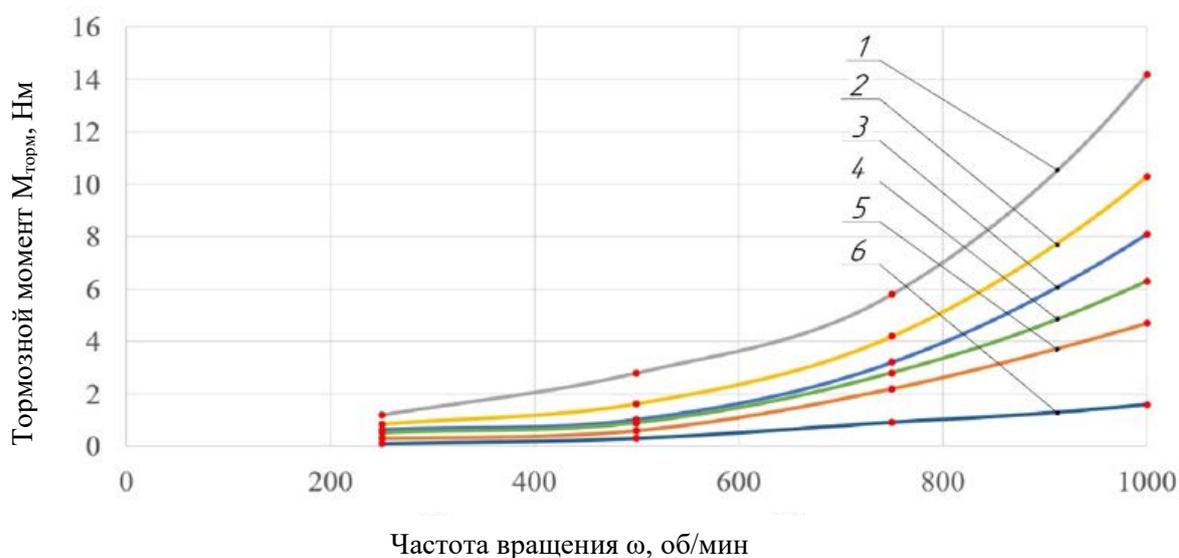


Рис. 10. Зависимость тормозного момента от частоты вращения ротора (фрагмент в области малых частот вращения)

При этом, из рис. 11 и 12 видна взаимосвязь скорости циркуляции и остаточного момента: чем ниже средняя скорость циркуляции, тем ниже тормозной момент.

Учитывая среднюю эффективность разведения колес гидромурфты на высоких частотах вращения, что видно из рис. 9 и 10, возможно применение насоса принудительной откачки жидкости, уменьшающего количество рабочей жидкости в полости гидротормоза, что повлечет за собой еще большее снижение остаточного тормозного момента.

При этом необходимо учитывать, что основная задача прерывателя потока – быстрое снижение остаточного момента, а насос откачки, если он установлен без прерывателя, не способен это обеспечить, поэтому может выступать лишь в качестве узла, повышающего эффективность уже имеющейся системы прерывания, что актуально в том числе и для шторок-прерывателей.

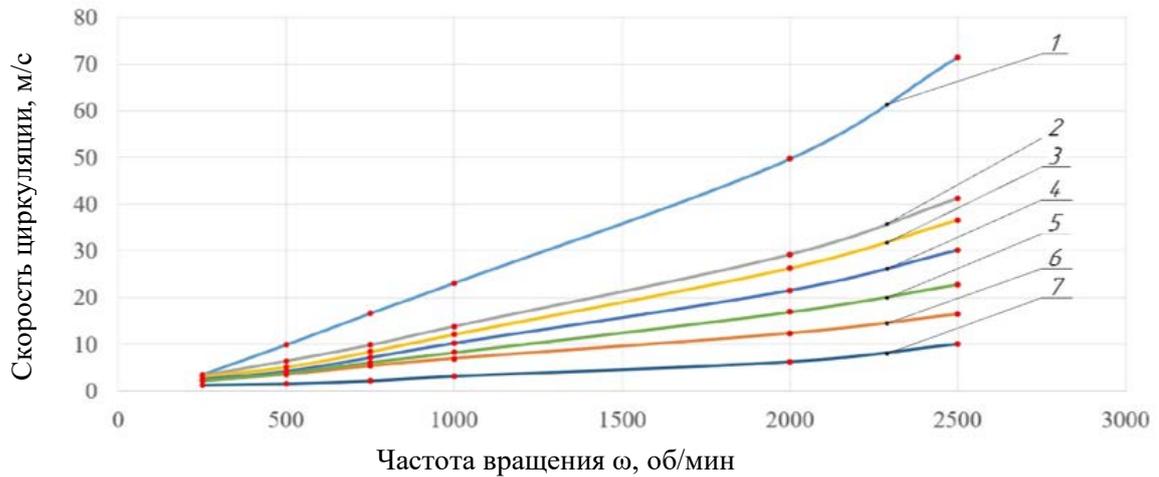


Рис. 11. Зависимость средней скорости циркуляции от частоты вращения ротора (общий вид)

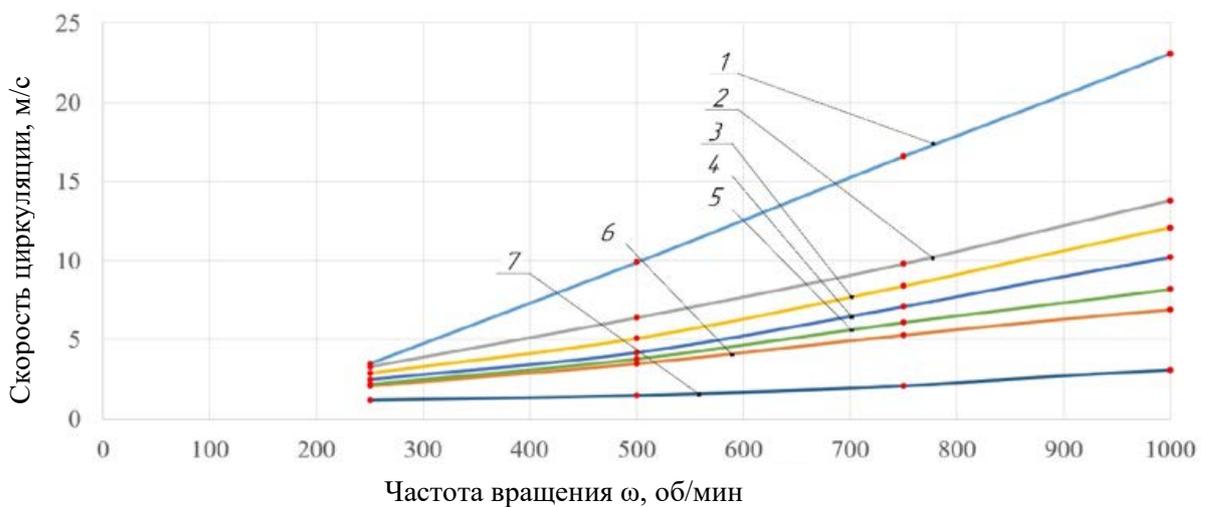


Рис. 12. Зависимость средней скорости циркуляции от частоты вращения ротора (фрагмент в области малых частот вращения)

Достоинства и недостатки рассматриваемых систем прерывания потока

Исходя из всего вышесказанного можно сделать выводы о достоинствах и недостатках каждой из рассматриваемых систем.

К числу достоинств шторки-прерывателя потока можно отнести:

- эффективное уменьшение остаточного тормозного момента в области малых частот вращения и достаточно эффективное в диапазоне высоких частот вращения;
- сравнительно малые габаритные размеры;
- легкость изготовления.

В числе недостатков этой системы можно выделить:

- высокую вероятность кавитационного износа, т.к. при набегании потока на препятствие вероятен отрыв пограничного слоя, а также сильная турбулизация потока в целом;
- увеличение габаритного диаметра, т.к. в крышке агрегата необходимо предусмотреть место для расположения как самих шторок, так и приводящего механизма, что в некоторых условиях является трудновыполнимой задачей.

Рассматривая второй исследованный механизм, а именно продольное разведение рабочих колес гидромуфты, следует выделить следующие достоинства:

- эффективное уменьшение остаточного тормозного момента в диапазоне малых и средних частот вращения;
- отсутствие деталей, подверженных кавитационному износу;
- использование в случае невозможности увеличения диаметрального габарита гидротормоза.

Что касается недостатков данной системы, то их, по сравнению со шторкой-прерывателем, существенно больше:

- средняя эффективность уменьшения остаточного тормозного момента на высоких частотах вращения;
- сложный в изготовлении механизм разведения колес;
- значительное увеличение продольного габаритного размера, ввиду необходимости достаточного расстояния разведения колес;
- для эффективной работы на малом расстоянии разведения колес необходим насос принудительной откачки жидкости.

Заключение

С применением метода конечных объемов были исследованы эффективность и применимость двух систем прерывания потока для уменьшения остаточного тормозного момента в отключенном гидротормозе. Получены распределения тормозного момента, средней скорости циркуляции, а также скорости циркуляции в сечении для гидротормоза с частичным заполнением без прерывания потока, с использованием шторок-прерывателей, а также для нескольких положений с продольным разведением колес. Оба рассмотренных варианта показали значительное уменьшение тормозного момента, однако, наибольшую эффективность в широком диапазоне частот вращения, по сравнению с расчетом без прерывания потока, показали шторки-прерыватели, что, вероятно, вызвано большим снижением скорости циркуляции ввиду дополнительного сопротивления. Таким образом, в случае возможности увеличения диаметрального габарита гидротормоза, преимущественным вариантом, несмотря на имеющиеся недостатки, является использование шторок-прерывателей потока, имеющих достаточную эффективность на низких и высоких частотах вращения ротора. В противном случае, возможно использование системы продольного разведения колес гидромуфты, однако следует учитывать, что, вероятно, для достижения эффективности по уменьшению остаточного тормозного момента на высоких частотах вращения, придется использовать насос принудительной откачки жидкости из проточной части.

Список литературы

1. ANSYS Fluent Theory Guide // ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2013. [Электрон. ресурс.]
2. Li Airong ; Zhu Yanxia ; Wang Feng Source: International Technology and Innovation Conference 2006 (ITIC 2006), 2006 p. 919 – 922
3. Xuesong Li, Xiusheng Cheng, Liying Miao and Zhonghua Liu, "Numerical analysis on internal flow field of a hydraulic retarder," 2009 International Conference on Mechatronics and Automation, 2009, pp. 3710-3715, doi: 10.1109/ICMA.2009.5246531.

4. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика в 10 т. Т. 6: Гидродинамика. М.: Физматлит, 2015.
 5. Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем: Учебное пособие для вузов – М.: Издательство МЭИ, 2000, 374 стр.
 6. Wilcox D. C. Formulation of the k - ω Turbulence Model Revisited//AIAA 2007 1408, 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada. -2007.
 7. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Оловников Л.С. Гидравлические тормоза. М.: Машгиз, 1961. 244 с.
 8. Стесин С. П., Яковенко Е.А. Лопастные машины и гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1990. 240 с
 9. Вольф М. Гидродинамические муфты и трансформаторы. Издательство «Машиностроение», Москва 1967 г. – 319 с.
 10. L.Rai, M.Fiebig, N.K.Mitra ,1997, Numerical Analysis of Turbulent Flow in Fluid Couplings. Journal of Fluids Engineering, Vol. I 19, pp.569-576.
-

АВТОРЫ

Вдовин Денис Сергеевич, к.т.н., vdovin@bmstu.ru, доцент кафедры "Колесные машины" МГТУ им. Н.Э. Баумана, SPIN-код: 9449-9230, AuthorID: 798071, Scopus ID 57190382642.

Сидоров Александр Андреевич, к.т.н., sidorovaa@bmstu.ru, старший научный сотрудник отдела СМЗ-2 НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, SPIN-код: 3476-6503, AuthorID: 937249, Scopus ID 57200501536.

Аль-Делеми Джамаль Саади, jamal1994@yandex.ru, заведующий лабораторией кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Numerical simulation of flow interruption in hydromutic coupling to reduce residual torque

Denis S. Vdovin, Alexander A. Sidorov*,
Dzhamal' S. Al'-Delemi

* sidorovaan@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

Introduction. At the moment the hydraulic brake is turned off by closing the valves, most of the liquid is ejected from the cavity into the vehicle’s cooling system, however, part of the liquid with steam remains in the flow path and when the impeller rotates, a braking torque is created, which reduces the efficiency of the machine and reduces the transmission efficiency. To prevent the formation of residual braking torque, flow interrupters are used that do not allow the fluid to fully circulate in the fluid coupling cavity, thereby removing the negative effect. The object of the study is a hydraulic clutch with partial filling of the flow path used as part of the auxiliary brake system of a car.

Objective The purpose of this paper is to compare two flow interruption systems, assess applicability, and determine the range of effective operation of each system.

Methodology and methods. The finite volume method was used to study two systems for interrupting the flow in a fluid coupling with partial filling.

Results and scientific novelty. The effectiveness and applicability of two flow interruption systems for reducing the residual braking torque in a disconnected hydraulic brake has been evaluated. The distributions of the braking torque, the average circulation speed, as well as the circulation speed in the section for a hydraulic brake with partial filling without flow interruption, using shutter-breakers, as well as for several positions with longitudinal separation of the wheels, are obtained.

Practical significance. The considered systems for interrupting the flow in a fluid coupling with partial filling showed a significant decrease in the residual braking torque. However, the greatest efficiency in a wide range of rotational speeds, compared with the calculation without interruption of the flow, was shown by curtain-breakers, which is probably caused by a large decrease in the circulation rate due to additional resistance.

Keywords: fluid coupling, hydraulic brake, retarder, finite volume method, CFD, multiphase flows

References

1. ANSYS Fluent Theory Guide // ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2013. [Electron. resource.]
 2. Li Airong ; Zhu Yanxia ; Wang Feng Source: International Technology and Innovation Conference 2006 (ITIC 2006), 2006 p. 919 – 922
 3. Xuesong Li, Xiusheng Cheng, Liying Miao and Zhonghua Liu, "Numerical analysis on internal flow field of a hydraulic retarder," 2009 International Conference on Mechatronics and Automation, 2009, pp. 3710-3715, doi: 10.1109/ICMA.2009.5246531.
 4. Landau LD, Lifschitz EM Theoretical physics in 10 vol. T. 6: Hydrodynamics. M.: Fizmatlit, 2015.
 5. Labuntsov D.A., Yagov V.V. Mechanics of two-phase systems: Textbook for universities - M.: MPEI Publishing House, 2000, 374 pp.
 6. Wilcox D. C. Formulation of the $k-\omega$ Turbulence Model Revisited//AIAA 2007 1408, 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada. -2007.
 7. Gavrilenko B.A., Minin V.A., Olovnikov L.S. Hydraulic brakes. M.: Mashgiz, 1961. 244 p.
 8. Stesin S.P., Yakovenko E.A. Blade machines and hydrodynamic transmissions. M.: Mechanical engineering, 1990. 240 s
 9. Wolf M. Hydrodynamic couplings and transformers. Publishing house "Engineering," Moscow 1967 - 319 p.
 10. L.Rai, M.Fiebig, N.K.Mitra ,1997, Numerical Analysis of Turbulent Flow in Fluid Couplings. Journal of Fluids Engineering, Vol. I 19, pp.569-576.
-

AUTHORS

Vdovin Denis Sergeevich, Ph.D., vdovin@bmstu.ru, Associate Professor, Wheeled Vehicles Department, Bauman Moscow State Technical University, SPIN code: 9449-9230, AuthorID: 798071, Scopus ID 57190382642.

Sidorov Alexander Andreevich, Ph.D., sidorovaan@bmstu.ru, Senior Researcher, SM3-2 Department, Scientific Research Institute of the Bauman Moscow State Technical University, SPIN code: 3476-6503, AuthorID: 937249, Scopus ID 57200501536.

Al-Delemi Jamal Saadi, jamal1994@yandex.ru, head of the laboratory, Wheeled Vehicles Department, Bauman Moscow State Technical University.

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2023. № 2. С. 16 – 28.

DOI:

Представлена в редакцию: 07.02.2023

Принята к публикации: 14.03.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629.33

Определение моментной характеристики гидромуфты в стоповом режиме с помощью численного моделирования

Вдовин Д.С., Сидоров А.А.,*
Васин Р.А.

* sidorovaan@bmstu.ru

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

Актуальность. В статье рассматривается масляный гидродинамический ретардер с активным диаметром 220 мм. Предметом исследования является сравнение двух методов построения моментной характеристики гидротормоза – аналитическое решение уравнения Эйлера для турбомашин и решение методом конечных объемов в трехмерной постановке с учетом турбулизации потока. В качестве объекта исследования выступает гидравлическая муфта, функционирующая в стоповом режиме в качестве узла вспомогательной тормозной системы автомобиля.

Цель работы – обоснование корректности использования метода конечных объемов для решения подобного типа задач, а также оценка влияния проходящего расхода через проточную часть гидротормоза на его моментную характеристику.

Методология и методы. Рассмотрены особенности и проведено сравнение двух подходов к определению коэффициента момента, а также построения моментной характеристики гидротормоза – на основании решения уравнения Эйлера для турбомашин и методом конечных объемов CFD.

Результаты и научная новизна. Установлено, что при отсутствии расхода охлаждающей жидкости через проточную часть гидромуфты результаты, получаемые при применении рассматриваемых методов, качественно и количественно согласованы. Отклонение результатов, получаемых с применением обоих методов, не превышает 5%.

Практическая значимость. В ходе исследования показано, что расход, проходящий через гидромуфту, оказывает существенное влияние на моментную характеристику, в результате чего сделан вывод о целесообразности применения конечно-объемного расхода для решения данного типа задач, при необходимости учета протекания рабочей жидкости через полость гидротормоза.

Ключевые слова: гидромуфта, гидротормоз, ретардер, метод конечных объемов.

Введение

Гидромуфты активно применяются в энергетике, на железнодорожном транспорте и в автомобилестроении для передачи крутящего момента от ведущего вала к ведомому за счет циркуляции жидкости в межлопаточном пространстве лопастной системы.

Лопастное колесо гидромуфты, которое соединено с ведущим валом, традиционно называется насосным, а колесо, соединённое с ведомым валом, именуется турбинным. Насосное колесо представляется в качестве лопастного насоса и отвечает за подачу жидкости к турбинному колесу, за счет чего, под действием массовых сил ему передается крутящий момент. Обе лопастные системы находятся в одном герметичном корпусе и максимально сближены друг с другом (но не соприкасаются).

В настоящей работе рассматривается гидромуфта, работающая в стоповом режиме, при котором турбинное колесо заблокировано, вследствие чего в текущей постановке задачи корректнее обозначать насосное колесо ротором, а застопоренное турбинное – статором. Такие устройства, работающие именно в стоповом режиме, часто применяются в составе вспомогательной тормозной системы автомобиля, при этом называют такой агрегат ретардером, или гидравлическим замедлителем. Чаще всего ретардеры используются при эксплуатации транспортных средств большой массы – грузовых автомобилей, автобусов, а также автопоездов, преимущественно в горных условиях на длительных спусках, что позволяет существенно снизить тепловую нагруженность рабочей тормозной системы и уменьшить износ тормозных колодок.

Конструктивно ретардер может состоять из нескольких блоков: непосредственно блока гидромуфты с заблокированным турбинным колесом, блока клапанов, осуществляющего подвод и отвод рабочей жидкости к полости гидромуфты, блока охлаждения, представляющего собой либо отдельный, либо штатно используемый радиатор машины, а также из блока системы электро-, гидро- или пневмоуправления.

В настоящей работе рассматривается два метода определения гидравлической характеристики гидромуфты – аналитический, базирующийся на решении основного уравнения Эйлера для турбомашин, из которого выводится коэффициент момента, а затем, по теории гидродинамического подобия устанавливается связь между коэффициентом момента и тормозным моментом, и основанный на применении метода конечных объемов (CFD) в трехмерной нестационарной постановке [1]. Основная цель работы – сравнение указанных подходов, а также оценка влияния проходящего через полость гидротормоза потока рабочей жидкости на моментную характеристику.

Анализ состояния вопроса

Актуальность исследований в области моделирования турбомуфт, гидромуфт, их применения в технике и машиностроении для построения напорно-расходных и механических характеристик не вызывает сомнения [2,3, 7-9].

Оценивая применимость конечнообъемного моделирования применительно к построению характеристик турбомуфт стоит выделить несколько работ, наиболее близких по тематике исследования.

Так, в работе [2] показана методика применения метода конечных объемов CFD, предложен метод оценки тормозных характеристик гидравлического замедлителя. В выводах приводится заключение о том, что численное моделирование на основе CFD является достаточно точным для оценки эффективности торможения с использованием гидравлического замедлителя. Указанные выводы подтверждены сравнением с

экспериментальными данными. В работе [3] обсуждается численное моделирование на основе CFD - трехмерное нестационарное численное моделирование однофазного турбулентного потока в гидравлическом замедлителе. Моделирование выполнено с помощью метода скользящей сетки со стандартной моделью турбулентности k-ε и SIMPLEC. Получена моментная характеристика гидротормоза, а также удовлетворительное согласование с экспериментом.

Постановка задачи

Аналитические методы решения позволяют быстро оценивать основные характеристики гидромолоты на расчетном режиме, что не требует высокопроизводительных систем, однако, этот подход имеет серьезные ограничения: во-первых, нельзя оценить влияние расхода жидкости, протекающей через проточную часть, т.е. собственная насосная характеристика гидромолоты не рассматривается, а во-вторых, угол наклона лопаток в таких расчетах строго фиксирован и задается равным 90°, хотя известно, что при изменении угла наклона величина крутящего момента может изменяться в достаточно большом диапазоне. Для снятия этих ограничений целесообразно применение метода конечных объемов (CFD), позволяющего получить характеристику гидротормоза на режимах работы недоступных в рамках аналитического расчета.

В работе рассматривается неизотермическое течение двухфазной однокомпонентной рабочей жидкости в межлопаточном пространстве в трехмерной, нестационарной постановке, при наличии вращающегося с заданной частотой домена (ротора).

Математическое описание динамики жидкости

Математическое описание динамики жидкости представляет собой систему уравнений неразрывности, движения и энергии, представленную в общем виде для смеси вязких несжимаемых жидкости и пара [4]:

$$\begin{cases} \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0; \\ \rho \frac{\partial}{\partial t} (\vec{u}) + \nabla \cdot (\vec{u} \vec{u}) \rho = -\nabla P + \nabla \tau; \\ \rho \frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{u} H) \rho = \nabla [\vec{u} \cdot \tau + \vec{q}]; \end{cases}$$

где ρ – плотность, кг/м³;

\vec{u} – вектор скорости, м/с;

p – давление, Па;

τ – тензор вязких напряжений, Па;

\vec{q} – вектор теплового потока, Вт;

E – полная энергия, Дж;

H – полная энтальпия, Дж.

Дополнительное уравнение диффузии, представляющее собой закон сохранения массы для каждого q-го компонента смеси, выглядит следующим образом [5]:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (C_q \rho_q) + \nabla \cdot (C_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}),$$

где ρ_q – плотность q-того компонента смеси, кг/м³;

\vec{v}_q – вектор скорости q-того компонента смеси, м/с;

C_q – объемная доля q-того компонента;

\dot{m}_{pq} – поток массы между p-тым и q-тым компонентом смеси, кг/с;

\dot{m}_{qp} – поток массы между q-тым и p-тым компонентом смеси, кг/с.

Очевидно, что сумма объемных долей компонентов должна быть равна единице:

$$\sum_{q=1}^n C_q = 1.$$

Ввиду того, что течение в полости гидротормоза является сильно возмущенным, для замыкания указанной системы уравнений применяется модель турбулентности k- ω SST [6], так как она показала хорошую устойчивость как для однофазных, так и для многофазных и многокомпонентных рабочих тел. Метод конечных объёмов предполагает использование трехмерной модели проточной части лопастного агрегата. Трехмерная модель разбивается на элементарные объемы – строится расчетная сетка, в рамках которой разрешается система уравнений [10].

При разработке имитационной модели приняты следующие допущения [9]:

— рабочая среда в гидротормозе – вязкая несжимаемая жидкость (плотность и вязкость остаются постоянными в процессе моделирования);

— корпус и лопатки гидротормоза являются твердыми телами;

— фазовые переходы в проточной части не рассматриваются;

— утечки жидкости (помимо циркуляционного потока) незначительны;

— шероховатость стенок гидротормоза не учитывается.

Одним из аналитических методов расчета моментной характеристики является метод, изложенный в [7] и частично в [8], который основывается на решении треугольника скоростей для межлопаточной полости ротора и статора в сечении гидромуфты, упрощенная расчетная схема которого представлена на рис.1. Большая часть теоретического решения сознательно опускается для улучшения восприятия. При этом основной целью использования данного метода является установление соответствий между параметрами гидромуфты и крутящим моментом, а также определением величин, влияющих на коэффициент момента.

Согласно теории гидродинамического подобия [9], можно установить связь крутящего момента, плотности рабочего тела, частоты вращения и геометрических характеристик гидроагрегата через соотношение:

$$M = \lambda \rho \omega_n^2 D^5,$$

где λ – коэффициент момента, кг м²/с²;

D – активный диаметр гидромуфты, м.

Однако, если раскрыть значение коэффициента момента и учесть зависимость указанного параметра от передаточного отношения, можно получить зависимость для крутящего момента [8]:

$$M = \rho g \pi (R_2^2 - r_c^2) \frac{\omega_n^2 r_2^3}{gX} (1 - ia^2) \sqrt{\frac{(1 + a^2)(1 - i^2)}{\zeta}},$$

где g – ускорение свободного падения;

R_2, r_c, r_2 – радиусы, представленные на рис. 1;

X – коэффициент стеснения потока;

a – отношение радиусов r_1 / r_2 ;

i – передаточное отношение гидромуфты (отношения частоты вращения турбинного колеса к насосному, для случая гидротормоза всегда $i=0$);

ζ – коэффициент сопротивления, в настоящей работе принимается равным 1.1.

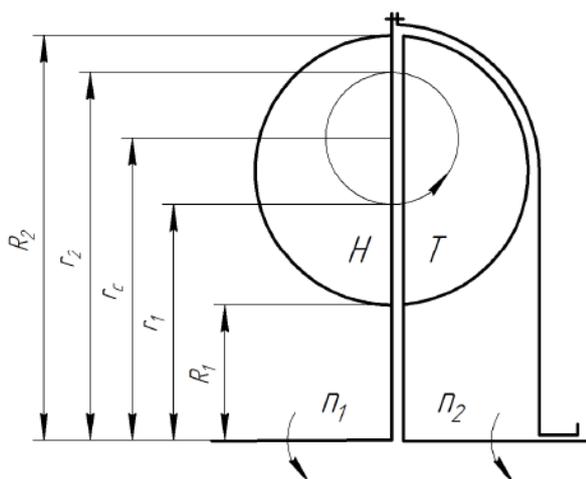


Рис. 1. Схема гидромуфты для вывода коэффициента момента

Таким образом, величина λ , выступающая в роли безразмерного коэффициента момента гидромуфты, предназначена для учета геометрических особенностей ее проточной части. В данной работе в качестве насосного колеса выступает ротор, а в качестве заблокированного турбинного – статор.

Описание расчетной конечнообъемной модели

В настоящей работе рассматривается гидромуфта, состоящая из вращающегося роторного и неподвижного статорного колес (рис. 2), с активным диаметром $D = 220$ мм. В качестве рабочей жидкости рассматривается трансмиссионное масло, с плотностью $\rho = 980$ кг/м³.

Расчетная сетка

Для упрощения восприятия, в настоящей работе не приводится подробное описание сетки. Стоит лишь отметить, что для исключения влияния на результаты расчетов разбиения модели проточной части на элементы, проводилось исследование сеточной сходимости как в целом по сгущению сетки в области высоких градиентов, так и по призматическому подслою. Так, например, при подготовке сетки с призматическим подслоем для высоты первого пристеночного элемента y^+ принимался равным 0,9, а в ходе исследования сеточной

сходимости было отмечено, что требуется не менее 10 элементов в подслое. На рисунке 3 представлен фрагмент структурированной сетки с типом элементов polyhedral. Средний размер элементов равен 0,6 мм, общее количество элементов ~ 5,2 млн ячеек.

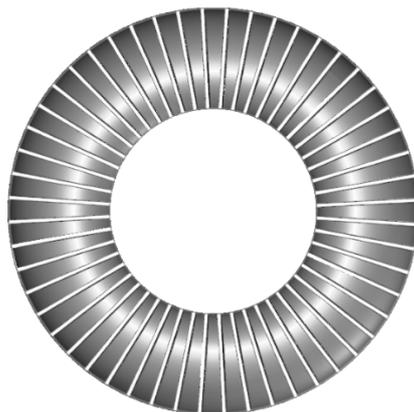


Рис. 2. Твёрдотельная модель лопастного колеса гидромuffты

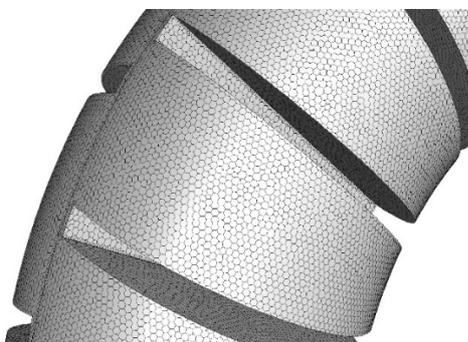


Рис. 3. Расчетная сетка, тип элементов – polyhedral

Граничные и начальные условия

Рассматривается полное заполнение полости гидромuffты. Принимается, что жидкость вязкая и несжимаемая, т.е. плотность и вязкость постоянны. Диапазон изменения частоты вращения роторного колеса лежит в пределах 213 – 5325 об/мин ($n=22,3 - 557,6$ рад/с).

Результаты

Теоретический расчет

В первую очередь, на основании аналитического решения уравнения Эйлера и геометрических характеристик гидромuffты рассчитывается коэффициент момента в диапазоне изменения частоты вращения роторного колеса в пределах $n = 213 - 5325$ об/мин, затем, рассчитывается крутящий момент гидромuffты по теории подобия. Необходимо отметить, что данный аналитически расчет не учитывает проходящий через полость гидромuffты расход рабочей жидкости. Результаты расчетов сведены в таблицу 1.

Таблица 1. Результаты теоретического расчета

Частота вращения, n , рад/сек	Крутящий момент, M , Нм	Коэффициент момента, λ
22,3	172,6	0,2481
89,2	2761,4	0,2488
178,4	11045,1	0,2494
356,8	44182,2	0,2501
557,6	107866,1	0,2507

CFD-расчет гидромуфты без расхода рабочей жидкости

В ходе CFD-решения были получены зависимости тормозного момента от частоты вращения роторного колеса, а также значения окружной скорости в сечении гидромуфты. Затем был рассчитан коэффициент момента по теории гидродинамического подобия. В данном расчете проходящий через полость гидромуфты расход рабочей жидкости не учитывался. Результаты CFD-решения сведены в общую таблицу 2 для сравнения с теоретическими результатами.

Таблица 2. Результаты CFD-расчета

Частота вращения, n , рад/сек	Крутящий момент, M			Коэффициент момента, λ		
	Теория	CFD	Δ , %	Теория	CFD	Δ , %
	Нм					
22,3	172,6	177,2	2,63	0,2481	0,2505	3,45
89,2	2761,4	2813,4	2,78	0,2488	0,2512	3,48
178,4	11045,1	11370,1	2,54	0,2494	0,2518	3,19
356,8	44182,2	44487,1	2,15	0,2501	0,2526	3,85
557,6	107866,1	110397,3	2,55	0,2507	0,2532	3,95

Для удобства анализа результаты расчета представлены в графическом виде на рисунке 4. На основании полученных данных можно сделать вывод, что отклонение между аналитическим и CFD расчетом остается постоянным не зависимо от частоты вращения ротора, при этом, фактическая разница между величинами не превышает $\sim 4\%$, что укладывается в неопределённость численного решения.

На рисунке 5 показано, что отличие крутящего момента незначительно при сравнении аналитического решения и CFD. С одной стороны это может расцениваться как верификация расчетного подхода, а с другой, дает понимание, что для предварительных расчетов достаточно применения аналитического решения, которое позволяет с достаточной точностью получить моментную характеристику гидротормоза.

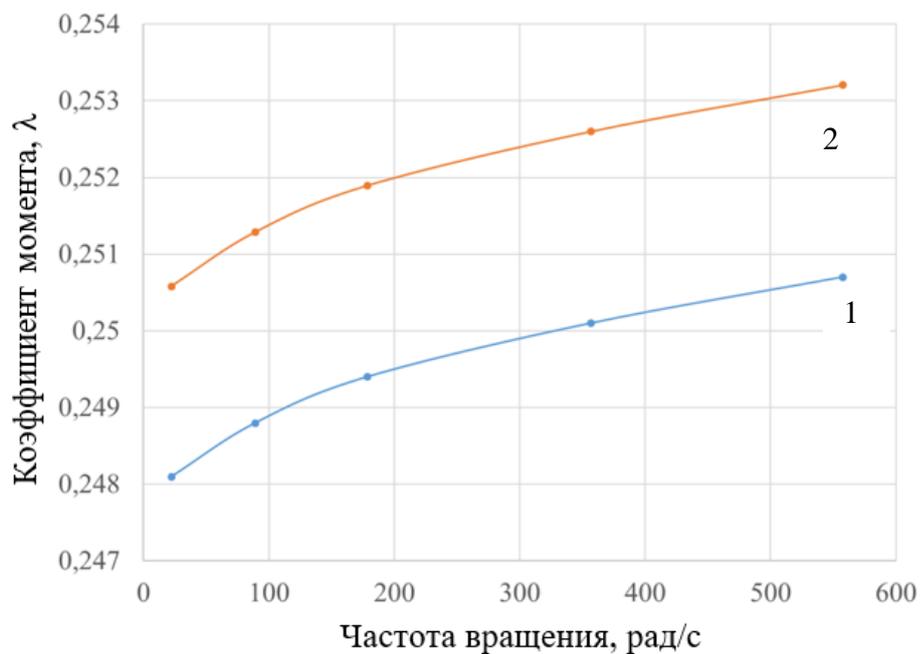


Рис. 4. Сравнение зависимостей коэффициента момента от частоты вращения. 1 – теоретическое решение, 2 – CFD

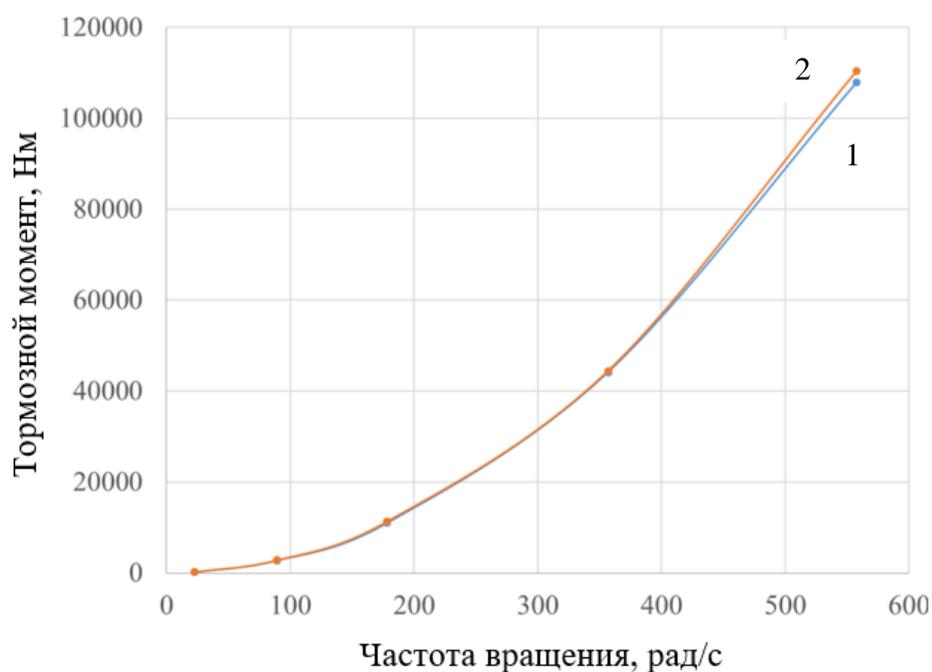


Рис. 5. Сравнение зависимостей крутящего момента от частоты вращения. 1 – теоретическое решение, 2 – CFD

Рисунок 6 при этом иллюстрирует векторное распределение скоростей в сечении. Стоит отметить, что при работе гидромфуты в стоповом режиме круг циркуляции сформирован полностью, причем по периферии, и его форма, фактически, не зависит от частоты вращения привода.

CFD-расчет гидромуфты с расходом рабочей жидкости

В ходе CFD-решения были получены зависимости тормозного момента от частоты вращения роторного колеса, а также значения окружной скорости в сечении гидромуфты. Затем был рассчитан коэффициент момента по теории гидродинамического подобия. Результаты CFD-решения сведены в общую таблицу 3 для сравнения с теоретическими результатами.

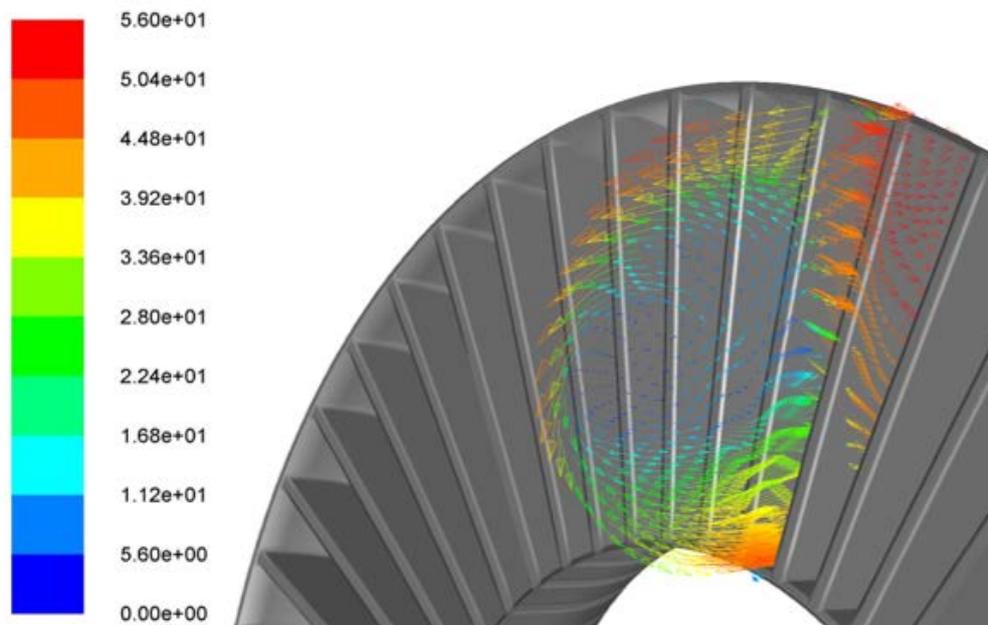


Рис. 6. Векторная диаграмма окружных скоростей (м/с) в сечении при частоте вращения 89,2 рад/с

Таблица 3. Результаты CFD-расчета

Частота вращения, n , рад/сек	Крутящий момент, М			Расход жидкости, Q		Коэффициент момента, λ		
	Теория	CFD	Δ , %	кг/с	л/мин	Теория	CFD	Δ , %
	Нм							
22,3	172,6	95,3	55,2	2,78	154,16	0,2481	0,138	55,6
89,2	2761,4	1589,7	57,5	10,90	604,44	0,2488	0,144	57,8
178,4	11045,1	6686,4	60,5	24,97	1284,70	0,2494	0,151	60,5
356,8	44182,2	29111,4	65,8	50,30	2789,3	0,2501	0,165	65,9
557,6	107866,1	74902,4	69,4	86,12	4775,6	0,2507	0,174	69,4

Для удобства анализа результаты расчета представлены в графическом виде на рисунках 7 и 8. Из представленных данных видно, что коэффициент момента, рассчитанный по данным из CFD расчета, как и величина крутящего момента сильно отличаются от аналитического расчета, при этом разница достигает 70%. С одной стороны, это дает основания утверждать о достаточно сильной зависимости крутящего момента от проходящего расхода, а с другой, показывает универсальность CFD-подхода, который позволяет учитывать сложные процессы в проточной части гидротормоза.

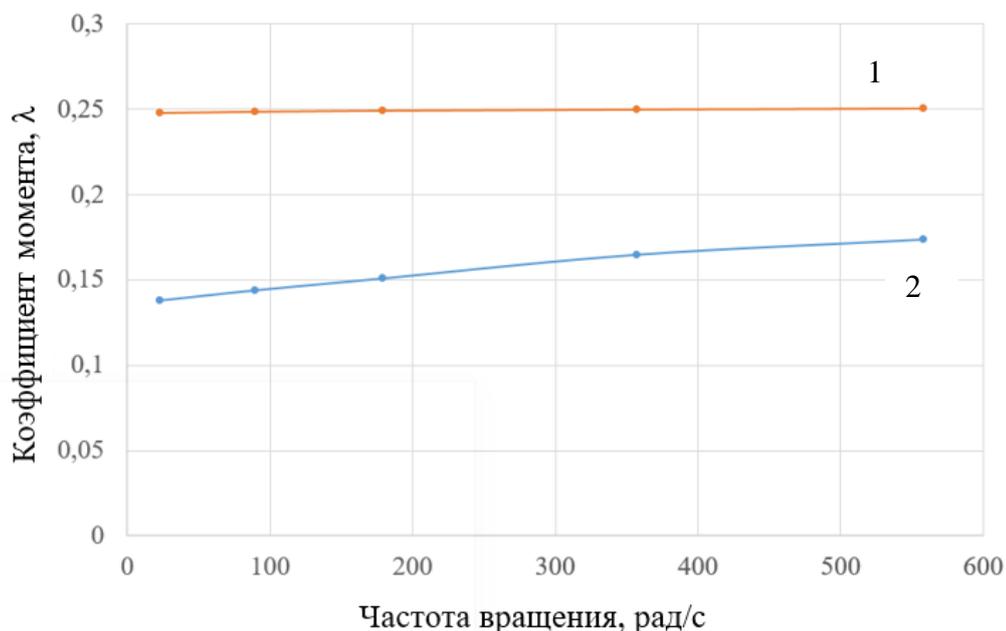


Рис. 7. Сравнение зависимостей коэффициента момента от частоты вращения. 1 – теоретическое решение, 2 – CFD с учетом проходящего через гидротормоз расхода

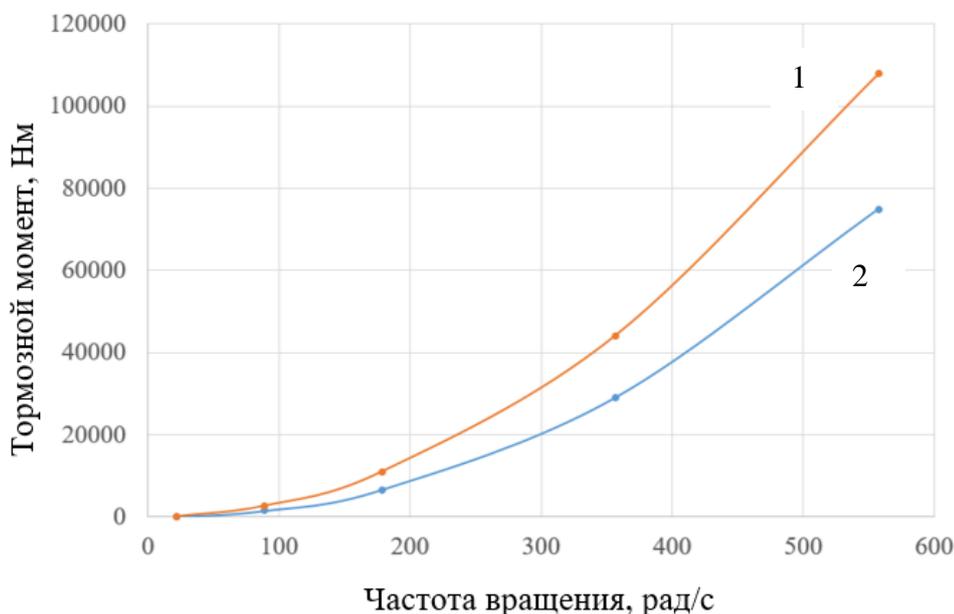


Рис. 8. Сравнение зависимостей крутящего момента от частоты вращения. 1 – теоретическое решение, 2 – CFD с учетом проходящего через гидротормоз расхода

Заключение

В ходе исследования проведено сравнение двух методов расчета моментной характеристики гидротормоза, один из которых базируется на аналитическом решении уравнения Эйлера для турбомашин, а второй представляет собой решение поставленной задачи методами CFD. В ходе решения выявлено, что результаты, получаемые с применением двух методов, схожи – расхождение не превышает 5%, достигнуто качественное и

количественное согласование данных при отсутствии расхода охлаждающей жидкости через проточную часть гидромуфты.

Кроме того, установлено, что расход, проходящий через гидромуфту, оказывает существенное влияние на моментную характеристику, в результате чего сделан вывод о целесообразности применения конечно-объемного расхода для решения данного типа задач, при необходимости учета протекания рабочей жидкости через полость гидротормоза.

Список литературы

1. ANSYS Fluent Theory Guide // ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2013. [Электрон. ресурс.]
2. Li Airong ; Zhu Yanxia ; Wang Feng Source: International Technology and Innovation Conference 2006 (ITIC 2006), 2006 p. 919 – 922
3. Xuesong Li, Xiusheng Cheng, Liying Miao and Zhonghua Liu, "Numerical analysis on internal flow field of a hydraulic retarder," 2009 International Conference on Mechatronics and Automation, 2009, pp. 3710-3715, doi: 10.1109/ICMA.2009.5246531.
4. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика в 10 т. Т. 6: Гидродинамика. М.: Физматлит, 2015.
5. Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем: Учебное пособие для вузов – М.: Издательство МЭИ, 2000, 374 стр.
6. Wilcox D. C. Formulation of the $k-\omega$ Turbulence Model Revisited//AIAA 2007 1408, 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada. -2007.
7. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Оловников Л.С. Гидравлические тормоза. М.: Машгиз, 1961. 244 с.
8. Стесин С. П., Яковенко Е.А. Лопастные машины и гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1990. 240 с
9. Вольф М. Гидродинамические муфты и трансформаторы. Издательство «Машиностроение», Москва 1967 г. – 319 с.
10. L.Rai, M.Fiebig, N.K.Mitra ,1997, Numerical Analysis of Turbulent Flow in Fluid Couplings. Journal of Fluids Engineering, Vol. I 19, pp.569-576.

АВТОРЫ

Вдовин Денис Сергеевич, к.т.н., vdovin@bmstu.ru, доцент кафедры "Колесные машины" МГТУ им. Н.Э. Баумана, SPIN-код: 9449-9230, AuthorID: 798071, Scopus ID 57190382642.

Сидоров Александр Андреевич, к.т.н., sidorovaan@bmstu.ru, старший научный сотрудник отдела СМЗ-2 НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, SPIN-код: 3476-6503, AuthorID: 937249, Scopus ID 57200501536.

Васин Роман Александрович, ведущий инженер кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Machines & Plants Design & Exploiting

Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>

//*Machines and Plants: Design and Exploiting.*
2023. № 2. pp. 16 – 28.

DOI:

Received: 07.02.2023

Accepted for publication: 14.03.2023

© International Public Organization “Integration strategy”

Numerical simulation of the torque characteristics of the hydro-coupling in the stop mode

Denis S. Vdovin,
Alexander A. Sidorov*,
Roman A. Vasin

* sidorovaan@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

Introduction. The article considers an oil hydrodynamic retarder with an active diameter of 220 mm. The subject of the study is a comparison of two methods for constructing the moment characteristic of a hydraulic brake - the analytical solution of the Euler equation for turbomachines and the solution by the finite volume method in a three-dimensional formulation, considering flow turbulence. The object of study is the hydraulic clutch, which functions in the stop mode as a node of the auxiliary braking system of the car.

Objective. The purpose of the work is to substantiate the correctness of using the finite volume method for solving problems of this type, as well as to assess the effect of the flow rate passing through the fluid part of the hydraulic brake on its torque characteristic.

Methodology and methods. The features are considered and a comparison is made of two approaches to determining the torque coefficient, as well as constructing the torque characteristic of a hydraulic brake - based on the solution of the Euler equation for turbomachines and the CFD finite volume method.

Results and scientific novelty. It has been established that in the absence of coolant flow through the fluid coupling flow path, the results obtained using the considered methods are qualitatively and quantitatively consistent. The deviation of the results obtained using both methods does not exceed 5%.

Practical significance. In the course of the study, it was shown that the flow rate passing through the fluid coupling has a significant impact on the torque characteristic, as a result of which it was concluded that it is expedient to use a finite volume flow rate for solving this type of problem, if it is necessary to consider the flow of the working fluid through the hydraulic brake cavity.

Keywords: fluid coupling, hydraulic brake, retarder, finite volume method

References

1. ANSYS Fluent Theory Guide // ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2013. [Electron. resource.]
 2. Li Airong ; Zhu Yanxia ; Wang Feng Source: International Technology and Innovation Conference 2006 (ITIC 2006), 2006 p. 919 – 922.
 3. Xuesong Li, Xiusheng Cheng, Liying Miao and Zhonghua Liu, "Numerical analysis on internal flow field of a hydraulic retarder," 2009 International Conference on Mechatronics and Automation, 2009, pp. 3710-3715, doi: 10.1109/ICMA.2009.5246531.
 4. Landau LD, Lifschitz EM Theoretical physics in 10 vol. T. 6: Hydrodynamics. M.: Fizmatlit, 2015.
 5. Labuntsov D.A., Yagov V.V. Mechanics of two-phase systems: Textbook for universities - M.: MPEI Publishing House, 2000, 374 pp.
 6. Wilcox D. C. Formulation of the $k-\omega$ Turbulence Model Revisited//AIAA 2007 1408, 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada. -2007.
 7. Gavrilenko B.A., Minin V.A., Olovnikov L.S. Hydraulic brakes. M.: Mashgiz, 1961. 244 p.
 8. Stesin S.P., Yakovenko E.A. Blade machines and hydrodynamic transmissions. M.: Mechanical engineering, 1990. 240 p.
 9. Wolf M. Hydrodynamic couplings and transformers. Publishing house "Engineering," Moscow 1967 - 319 p.
 10. L.Rai, M.Fiebig, N.K.Mitra ,1997, Numerical Analysis of Turbulent Flow in Fluid Couplings. Journal of Fluids Engineering, Vol. I 19, pp.569-576.
-

AUTHORS

Vdovin Denis Sergeevich, Ph.D., vdovin@bmstu.ru, Associate Professor, Wheeled Vehicles Department, Bauman Moscow State Technical University, SPIN code: 9449-9230, AuthorID: 798071, Scopus ID 57190382642.

Sidorov Alexander Andreevich, Ph.D., sidorovaan@bmstu.ru, Senior Researcher, SM3-2 Department, Scientific Research Institute of the Bauman Moscow State Technical University, SPIN code: 3476-6503, AuthorID: 937249, Scopus ID 57200501536.

Vasin Roman Alexandrovich, r.vasin@bmstu.ru, Leading Engineer, Wheeled Vehicles Department, Bauman Moscow State Technical University.

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2023. № 2. С. 29 – 43.

DOI:

Представлена в редакцию: 01.03.2023

Принята к публикации: 15.03.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629.33

Виртуальный стенд для исследования нагружения звеньев задней подвески высокоподвижного многоцелевого колесного транспортного средства на ранних этапах разработки

Ильичев И.А., * Чичекин И.В.,
Захаров А.Ю.

* ilya97573@gmail.com

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

Создана математическая модель подвески в системе расчета динамики связанных тел, выбраны наиболее опасные нагрузочные режимы и определены для них числовые характеристики нагружения — реакции в пятне контакта колесного движителя с опорной поверхностью, проведено моделирование выбранных режимов и выполнен анализ полученных результатов, сделано заключение о работоспособности и адекватности полученного виртуального стенда и о возможности его дальнейшего использования в составе динамической модели всего высокоподвижного многоцелевого колесного транспортного средства (ВМКТС).

Ключевые слова: высокоподвижное многоцелевое колесное транспортное средство, независимая подвеска автомобиля, двухрычажная подвеска, виртуальный стенд, динамика связанных тел, расчет нагрузок.

Введение

Движение ВМКТС в основном осуществляется по бездорожью с соответствующими требованиями по проходимости и маневренности. Транспортное средство должно обладать способностью к преодолению единичных препятствий в виде камней, пней, поваленных деревьев, а также возможностью передвижения по лесу, заболоченным участкам, песчаным пустыням, в условиях сильнопересеченной труднопроходимой, в том числе горной местности при абсолютных высотах над уровнем моря до 4500 м и преодолению водных преград. К параметрам, определяющим технический облик ВМКТС, относятся: максимальная скорость движения, запас хода, удельная мощность, дорожный просвет, максимальный угол преодолеваемого подъема, угол поперечной устойчивости, максимальный динамический фактор и удельная грузоподъемность [1].

Условия использования ВМКТС выдвигают следующие требования к системе поддрессоривания: обеспечение высокой плавности хода, отсутствие или, по крайней мере, максимальное снижение вероятности ударов в ограничители, противодействие кренам при

повороте, клевкам при торможении и приседаниям при разгоне автомобиля, обеспечение надежной передачи от колес на корпус автомобиля вертикальных, продольных и поперечных усилий и моментов, элементы подвески должны быть достаточно прочны и долговечны и обладать минимальной массой [2].

Современный этап развития автомобилестроения характеризуется детальным изучением индивидуальных особенностей эксплуатационных свойств, их комплексной оценкой, оптимизацией их показателей и технических параметров [2]. При этом значительную роль играют различные прикладные программы, такие как приложения по расчету динамики связанных тел, которые позволяют рассчитать численные значения нагрузок, действующих в шарнирах и силовых связях [3, 4, 5, 6] звеньев подвески. Классические методы расчета и проектирования не позволяют отслеживать сложные процессы, которые происходят внутри автомобиля, оценивать взаимовлияние работы различных систем автомобиля друг на друга. Поскольку автомобиль является сложной механической системой, которая состоит из большого числа масс с разнообразными связями и степенями свободы (суммы независимых перемещений элементов системы, каждый из которых рассматривается как твердое тело), то необходимо использовать сложные математические модели в системе расчета динамики связанных тел, позволяющие учитывать взаимодействие между различными агрегатами и подсистемами и влияние их работы друг на друга [7, 8, 9, 10].

Для лучшего понимания основных процессов, которые происходят при движении автомобиля и из-за отсутствия достаточного количества данных для разработки математической модели всего транспортного средства на ранних стадиях проектирования рациональнее провести исследование работы проектируемого узла на виртуальном стенде.

Для исследования работы задней подвески в различных режимах нагружения, проведения силового и кинематического анализа при всех возможных положениях задних колес ВМКТС была разработана математическая модель виртуального стенда, были выбраны наиболее характерные нагрузочные режимы задней подвески и с помощью аналитического расчета определены их числовые характеристики. Разработанный виртуальный стенд может быть использован для определения максимально возможных усилий в конструктивных частях системы поддрессоривания. Это позволяет на ранних стадиях проектирования выявлять наиболее опасные нагрузочные режимы еще до проведения дорогостоящих натурных испытаний. Высокое быстродействие расчетов, позволяет в кратчайшие сроки провести большое количество вариантов расчетов, повышая таким образом эффективность разработки, снижению затрат на разработку конструкции задней подвески ВМКТС.

1. Описание разработанной модели виртуального стенда для исследования нагружения задней двухрычажной подвески автомобиля

При разработке математической модели и моделировании нагрузочных режимов сделаны следующие допущения:

- звенья системы поддрессоривания являются абсолютно жесткими, недеформируемыми телами;
- трение в шарнирах отсутствует;
- массовые и инерционные характеристики звеньев системы поддрессоривания учтены с помощью САД геометрии, в свойствах которой указаны численные характеристики плотности материалов [11];
- внешние силовые факторы, действующие в пятне контакта колесного движителя с опорным основанием, приложены в виде сосредоточенных сил и моментов в точке,

находящейся на оси цапфы и совпадающей с проекцией центра пятна контакта на горизонтальную плоскость.

На основе импортированной CAD геометрии в системе расчета динамики связанных тел была построена математическая модель двухрычажной подвески. Рама ВМКТС смоделирована с помощью графического примитива, который применяется для упрощения моделирования. Общий вид модели с указанием основных звеньев представлен на рис. 1.

Для удобства проведения расчетов была принята следующая глобальная система координат: продольная – X; боковая – Y; вертикальная ось – Z. Начало координат соответствует точке пересечения координатных осей. Глобальная система координат математической модели представлена на рис. 1.

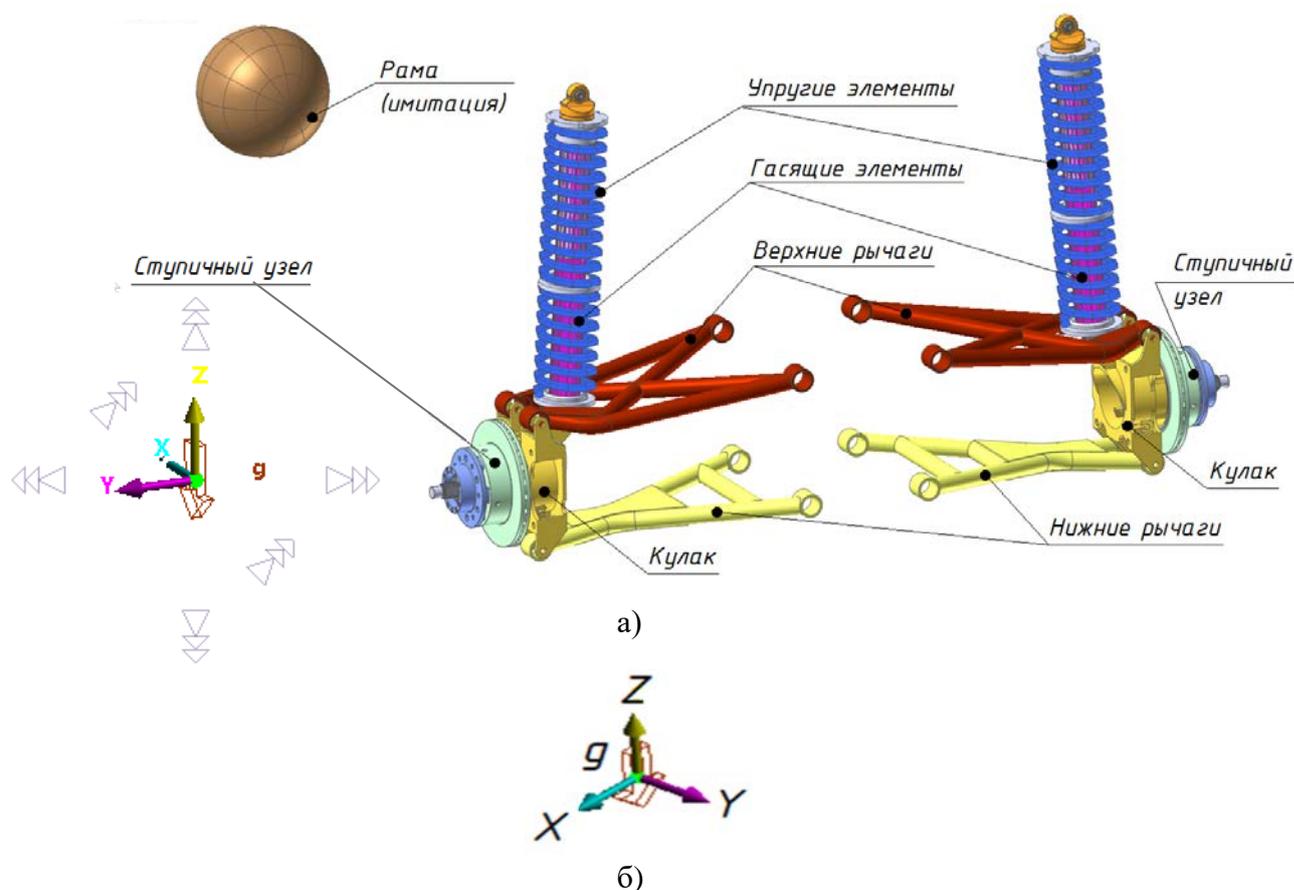


Рис. 1. Математическая модель двухрычажной подвески:

а) общий вид модели задней подвески автомобиля, б) глобальная система координат

Задняя подвеска включает верхние и нижние рычаги, кулаки, ступичные узлы, упругие и гасящие элементы.

Все тела связаны с помощью шарниров и силовых связей из стандартной библиотеки приложения по динамике связанных тел [11].

Ступичные подшипники моделируются жестким шарниром вращения (Revolute). Крепление верхних и нижних рычагов к несущей системе автомобиля и к кулакам задано упругими втулками (Bushing). Такой способ крепления позволяет автоматизировано передавать все нагрузки в точках крепления на несущую систему. Рама автомобиля закреплена от перемещений фиксированной связью (Fixed). Амортизационные стойки соединены с рамой в верхних точках крепления и с кулаками в нижних посредством упругих втулок (Bushing).

Перемещение штока задано с помощью шарнира перемещения (Translate). Пружины и амортизаторы заданы с помощью упругих и демпфирующих силовых связей (Spring), для которых задаются упругие и демпфирующие характеристики. Для моделирования приложения реакций в пятне контакта колесного движителя с опорной поверхностью используются шарниры (Screw), которые позволяют задавать силы и моменты в проекциях на выбранную систему координат (X, Y, Z). Схема размещения шарниров и силовых связей математической модели задней подвески левого и правого колеса ВМКТС симметричны. Их схема размещения представлена на рис. 2.

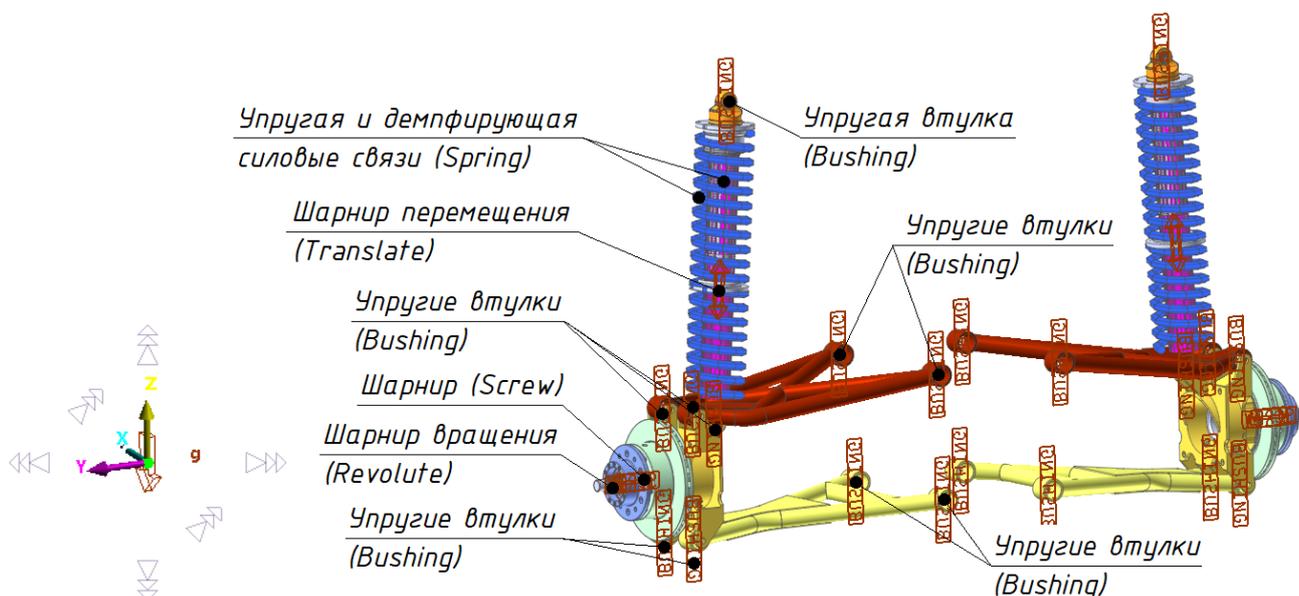


Рис. 2. Схема размещения шарниров и силовых связей математической модели задней подвески ВМКТС

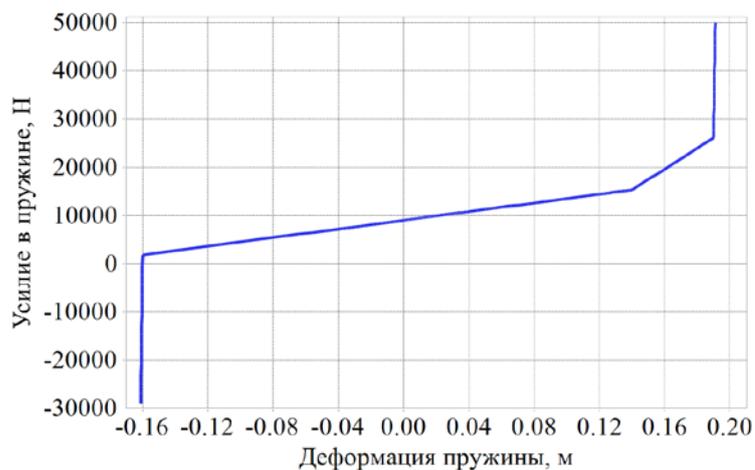
Жесткостные свойства резинометаллических шарниров (далее РМШ) верхних и нижних рычагов представлены в табл. 1. Шарниры верхних и нижних проушин амортизационных стоек также смоделированы упругими втулками, жесткостные свойства так же представлены в табл. 1.

Таблица 1. Жесткостные свойства упругих втулок Bushing, применяемых в модели задней двухрычажной подвески

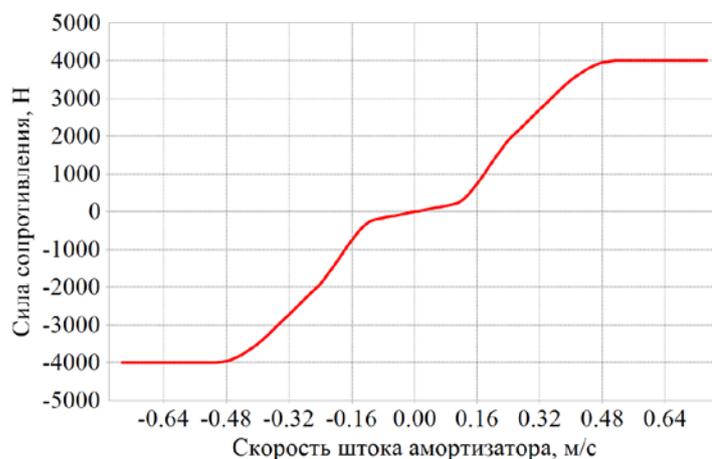
Название шарнира	Линейная жесткость, Н/м		Угловая жесткость, Н·м/град	
	Радиальная	Осевая	При изгибе	При кручении
РМШ верхнего и нижнего рычагов	6250000	2500000	0	0
Шарнирные подшипники амортизационной стойки	20000000	5000000	500	0

На амортизационной стойке задней подвески установлены две пружины, работающие последовательно. При ходе сжатия первоначально они работают совместно, а затем по мере увеличения хода одна из пружин «ложится» на витки и общая жесткость подвески резко возрастает.

В упругую характеристику пружины добавлены участки, соответствующие совместной работе пружины и буферов сжатия и отбоя. Упругая характеристика пружины и демпфирующая характеристика амортизатора представлены на рис. 3.



а)



б)

Рис. 3. Характеристики элементов подвески:

а) упругая характеристика пружины, б) демпфирующая характеристика амортизатора

2. Описание нагрузочных режимов

При движении колеса по опорной поверхности в пятне контакта колеса возникают вертикальные, продольные и поперечные реакции. Приходящаяся на колесо часть общего веса автомобиля вызывает в пятне контакта вертикальную реакцию со стороны дороги. При проезде неровностей покрытия возникает перегрузка, достигающая при быстром движении по разбитой дороге до 3g (а при ударах о препятствие — и до 4,5g), что вызывает соответствующее изменение вертикальной реакции, которое и воспринимается колесно-ступиичным узлом, а затем и элементами подвески [2].

При приложении к ведущему колесу крутящего момента от двигателя в пятне контакта возникает приложенная к дороге сдвигающая сила, порождающая направленную по ходу автомобиля продольную силу реакции — силу тяги. Аналогично, при торможении тормозной момент вызывает действующую в продольном направлении силу реакции — тормозную силу, противодействующую движению автомобиля.

При движении в повороте, перестроении и любом другом боковом манёвре, при нахождении на наклонном в поперечном направлении участке дороги, под воздействием бокового ветра на автомобиль начинает действовать боковая сила (в первом случае — центробежная сила инерционной природы, во втором — составляющая силы тяжести, в третьем — сила давления ветра), в ответ на которую в пятне контакта колеса возникает поперечная (боковая) сила реакции (сила сопротивления боковому скольжению), передающаяся от оси к поддрессоренным массам в точке центра поперечного крена подвески.

Определение нагрузочных режимов заключается в нахождении максимальных сил и моментов, действующих на элементы системы поддрессирования и несущей системы при различных режимах эксплуатации.

Список нагрузочных режимов:

- 1) статическое равновесие на горизонтальной дороге;
- 2) статическое равновесие на косогоре 20° ;
- 3) статика с перегрузкой $3g$;
- 4) разгон на горизонтальной дороге;
- 5) движение по кругу.

Числовые характеристики каждого нагрузочного режима были получены аналитически по известным методикам курса «Теория автомобиля» [2].

Значения силовых факторов, в пятне контакта колес задней оси представлены в табл. 2.

Таблица 2. Силовые факторы

Вид нагружения	Максимальные силовые факторы на заднее левое колесо, Н					Максимальные силовые факторы на заднее правое колесо, Н				
	R_x , Н	R_y , Н	R_z , Н	M_x , Нм	M_y , Нм	R_x , Н	R_y , Н	R_z , Н	M_x , Нм	M_y , Нм
Статика на горизонтальной дороге	8026	0	10033	0	0	8026	0	10033	0	0
Разгон на горизонтальной дороге	8870	0	11087	0	3903	8870	0	11087	0	3903
Статика на косогоре 20°	0	10471	13089	4607	0	0	4614	5768	2031	0
Движение по кругу	0	12753	15941	5611	0	0	3295	4119	1450	0
Статика с перегрузкой $3g$	0	0	30099	0	0	0	0	30099	0	0

3. Проверка работоспособности модели

Подвеска осуществляет передачу всех сил и моментов, действующих со стороны колеса, на несущую систему, поэтому приложив к колесу посчитанные значения усилий и моментов, действующих в различных нагрузочных режимах. Зная передаточное число подвески по силе $i_p=1,2$ и по перемещению $i_h=1,01$, можем оценить работоспособность полученной модели. Общий ход подвески составляет 0,35 м, ход сжатия 0,19 м, а ход отбоя 0,16 м.

На рис. 4 представлен график изменения вертикальных сил и координат в режиме статики с перегрузкой $3g$.

По графику изменения вертикальных координат видно, что на ходе сжатия одна из двух последовательно соединенных пружин ложится на витки и начинает работать только вторая пружина, суммарная жесткость подвески возрастает, а в конце хода сжатия срабатывает отбойник.



а)



б)



в)

Рис. 4. а) График изменения вертикальных сил, действующих на колеса в режиме статики с перегрузкой 3g,

б) график изменения вертикальных координат в режиме статики с перегрузкой 3g,

в) график изменения передаточных отношений подвески в режиме статики с перегрузкой 3g.

Исходя из отношения значений полученных вертикальных сил и координат, можно заключить, что передаточное отношение по силе и по перемещению выполняется, график деформации пружины соответствует заданной упругой характеристике, анимация взаимных положений звеньев подвески для режима статики с перегрузкой $3g$ соответствует реальным процессам, протекающим в системе поддрессоривания, значит, модель является работоспособной.

4. Результаты расчета

Проведем анализ полученных результатов и определим наиболее опасные режимы нагружения нижнего рычага, как одного из наиболее нагруженных частей системы поддрессоривания. Для этого определим нагрузки в каждой из восьми упругих втулок (Bushing), через которые нижние рычаги крепятся к несущей системе автомобиля и к кулакам. На рис. 5 приведена нумерация упругих втулок (Bushing). Абсолютные значения нагрузок в шарнирах подвески приведены в табл. 3.

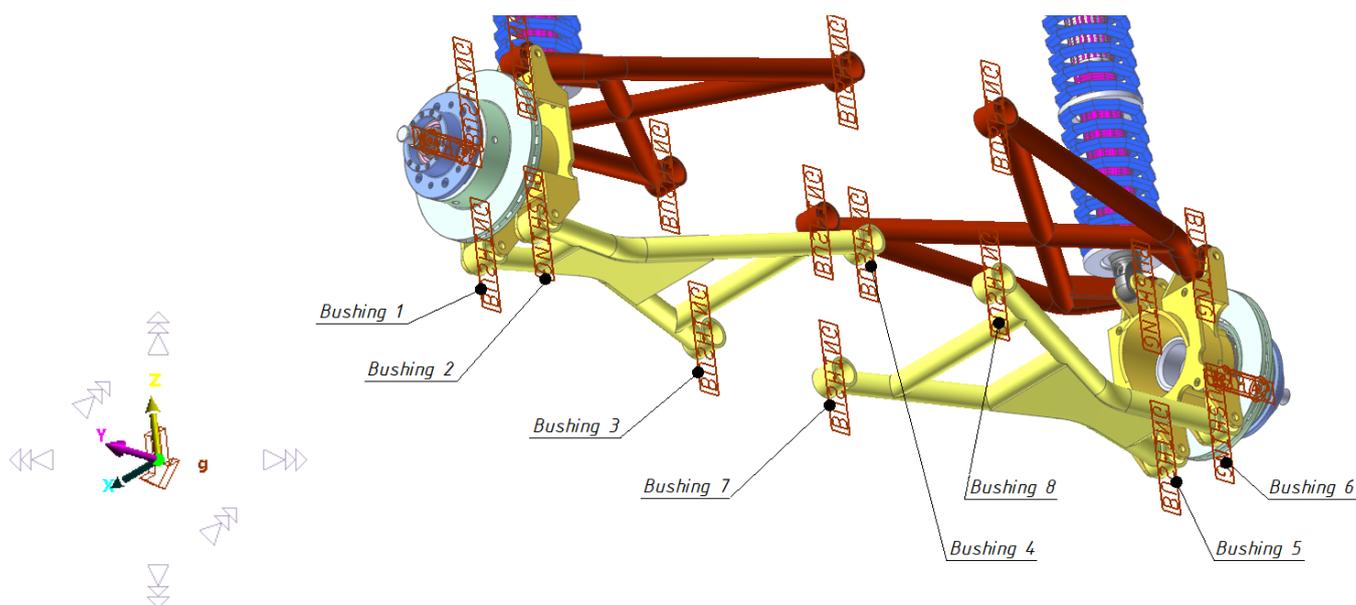


Рис. 5. Нумерация упругих втулок (Bushing) на нижних рычагах

По результатам проведенных расчетов установлено, что наиболее опасными режимами нагружения задней подвески являются движение по кругу, косогор 20° и статика с перегрузкой $3g$.

Аналогично были получены нагрузки во всех остальных звеньях математической модели.

Общий вид стенда в указанных нагрузочных режимах в проекции на вид сзади и в изометрии показан на рис. 6. Зелеными и черными стрелками показаны соответственно направления действия результирующих сил и моментов, действующих в каждом заданном нагрузочном режиме. Значения сил приведены в Н, значения моментов в Н/мм.

Таблица 3. Результаты расчета усилий в шарнирах подвески

№	Название шарнира	Ось	Статика на горизонтальной дороге	Разгон на горизонтальной дороге	Статика на косогоре 20°	Движение по кругу	Статика с перегрузкой 3g
1	Упругая втулка (Bushing 1)	X	248	476	669	810	1063
		Y	197	248	7632	9189	11978
		Z	1927	2123	0	0	0
2	Упругая втулка (Bushing 2)	X	889	1188	669	810	1063
		Y	7349	8109	7632	9189	11978
		Z	1940	2134	0	0	0
3	Упругая втулка (Bushing 3)	X	299	252	245	953	3795
		Y	3311	3629	7656	9170	11396
		Z	1947	2140	0	0	0
4	Упругая втулка (Bushing 4)	X	888	547	245	953	3795
		Y	10845	11956	7656	9170	11396
		Z	1963	2196	0	0	0
5	Упругая втулка (Bushing 5)	X	248	476	992	20	1063
		Y	197	248	2898	419	11978
		Z	1927	2123	0	0	0
6	Упругая втулка (Bushing 6)	X	889	1188	40	20	1063
		Y	7349	8109	660	419	11978
		Z	1940	2134	0	0	0
7	Упругая втулка (Bushing 7)	X	299	252	227	169	3795
		Y	3311	3629	635	400	11396
		Z	1947	2140	0	0	0
8	Упругая втулка (Bushing 8)	X	888	547	227	169	3795
		Y	10845	11956	635	400	11396
		Z	1963	2196	0	0	0

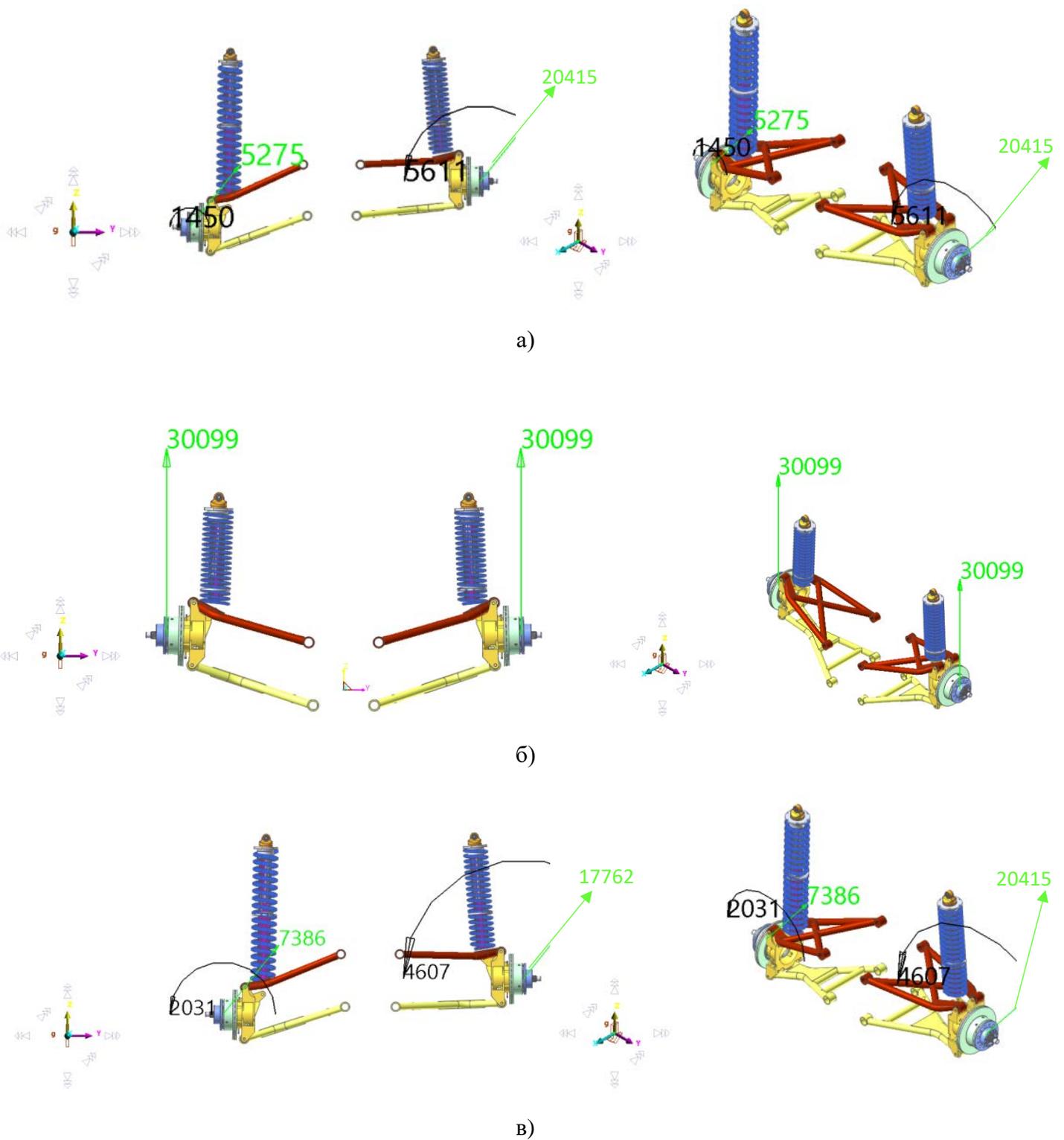


Рис. 6. Общий вид стэнда под действием нагрузок в режимах:

- а) движения по кругу,
- б) статики с перегрузкой 3g,
- в) косогора 20°.

5. Выводы

1) В результате выполненной работы создан виртуальный стенд в системе расчета динамики связанных тел для исследования работы задней двухрычажной подвески ВМКТС.

2) По результатам проведенного исследования установлено, что работа созданной математической модели задней независимой подвески ВМКТС адекватна. Подвеска осуществляет передачу всех сил и моментов, действующих со стороны колеса на несущую систему, что подтверждено графиками изменения вертикальных сил и координат на ее конструктивных частях.

3) Модель обладает хорошей производительностью, моделирование происходит быстрее реального времени. Разработанный стенд можно применять на ранней стадии проектирования системы поддрессоривания для определения усилий в шарнирах и анализа кинематики разработанной задней подвески.

4) По результатам моделирования работы подвески определены наиболее опасные нагрузочные режимы. Полученные нагрузки, действующие на звенья подвески, используются при проведении прочностных расчетов, а также при подборе компонентов.

5) Разработанный виртуальный стенд для исследования задней подвески может быть использован в составе динамической модели всего автомобиля для дальнейших исследований таких характеристик как маневренность, устойчивость, управляемость, плавность хода, вибронагруженность и т.д.

Список литературы

1. Методика ранжирования показателей технического уровня особо легких высокоподвижных колесных транспортных средств для горных условий эксплуатации с применением косвенных методов анализа экспертных заключений / Жилейкин М.М., Калимулин М.Р., Мирошниченко А.В. // Инженерный журнал: наука и инновации. — 2012. № 10.

2. Ларин В. В., Теория движения полноприводных колесных машин: учебник/ Ларин В. В. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 391 с.

3. Вдовин Д.С. Расчет нагрузок на звенья независимой подвески ходовой части автомобиля 8x8 с использованием Nx Motion. Сборник трудов секции “Автомобили и тракторы” 85-ой международной научно-технической конференции «Будущее автомобилестроения в России», Ассоциация Автомобильных Инженеров, Университет Машиностроения (МАМИ), Москва, 24 апреля 2014 г., с. 2-6.

4. Прогнозирование усталостной долговечности элементов подвески полуприцепа на ранних стадиях проектирования / Вдовин Д.С., Чичекин И.В., Левенков Я.Ю. // Труды НАМИ. — 2019. № 2. — С. 14-23.

5. Разработка динамической модели фронтального погрузчика для анализа эксплуатационных свойств и определения нагрузок, действующих на его элементы / Чичекин И.В., Нырков Ф.А., Григорьев В.С. // Транспортные и транспортно-технологические комплексы. — 2022. Том 16. №1. — С. 71-80.

6. Xiaobin Ning et al. Dynamic Analysis of Car Suspension Using ADAMS/Car for Development of a Software Interface for Optimization / Procedia Engineering 16 (2011) 333 – 341.

7. Кушвид Р.П. Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета: учебник / Р.П. Кушвид, И.В. Чичекин. – М.: МГИУ, 2014. – 555 с.

8. Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета / Литвинов А.С., Ротенберг Р.В., Фрумкин А.К.; ред. Волков П.М. М.: Изд-во Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. 505 с.
 9. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.: ил.
 10. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
 11. RecurDyn Professional | MBD | Multibody dynamics analysis | FunctionBay. – URL: <https://functionbay.com/en/page/single/16/professional> (Дата обращения 02.02.2023).
-

АВТОРЫ

- Ильичев Илья Александрович**, студент каф. «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, ilya97573@gmail.com.
- Чичекин Илья Викторович**, к.т.н., доцент кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, hiv2@mail.ru.
- Захаров Александр Юрьевич**, к.т.н., доцент кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, zakharov-al@mail.ru.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2023. № 2. pp. 29 – 43.

DOI:

Received: 01.03.2023

Accepted for publication: 15.03.2023

© International Public Organization “Integration strategy”

Virtual stand for investigation of loading of rear suspension links of a high mobility multipurpose wheeled vehicle in the early stages of development

Илья А. Иlichev*,
Илья В. Chichekin,
Alexander Yu. Zakharov

* ilya97573@gmail.com

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

For high mobility multipurpose wheeled vehicles (HMMWV) fuel efficiency, turnability, maneuverability, stability, controllability and smoothness are important operational properties.

The suspension is an important structural element of the HMMWV, which reduces the intensity of vibration and dynamic loads arising from the interaction of the wheels with irregularities of the supporting surface, which is especially necessary when driving in extreme road operating conditions in which the use of this vehicle is supposed to be. In this regard, in the early stages of the development of the suspension, it is advisable to use a system for calculating the dynamics of bound bodies to assess the forces and moments acting in its structural elements.

In this work, a mathematical suspension model was created in the system for calculating the dynamics of bound bodies, the most dangerous loading modes are selected and numerical characteristics of loading are determined for them - reactions in the contact spot of the wheel propulsor with the bearing surface, simulation of the selected modes and analysis of the obtained results were carried out, a conclusion was made on the operability and adequacy of the obtained virtual stand and on the possibility of its further use as part of the dynamic model of the entire HMMWV. The mathematical model of the rear two arm suspension includes all its main structural elements, such as the lower and upper arms, fists, hub assemblies, elastic and damping elements.

Virtual stand for studying loading of rear suspension of HMMWV has increased accuracy of loads calculation in comparison with flat kinematic and force calculation.

Since the mathematical model of the virtual stand has a number of variable design parameters, it allows conducting studies of the influence of these parameters on the operational properties of the HMMWV without using expensive full scale prototypes. This makes it possible in the early stages of design to determine the loads acting on the rear suspension links, which can be used in strength calculations and selection of components of the suspension.

Keywords: high mobility multipurpose wheeled vehicle, independent suspension of the car, two arm suspension, virtual stand, dynamics of bound bodies, load calculation.

References

1. Zhileikin M.M., Kalimulin M.R., Miroschnichenko A.V. Metodika ranzhirovaniya pokazateley tekhnicheskogo urovnya osobo legkikh vysokopodvizhnykh kolesnykh transportnykh sredstv dlya gornykh usloviy ekspluatatsii s primeneniym kosvennykh metodov analiza ekspertnykh zaklyucheniy [Procedure for Ranking Technical Level Indicators of Particularly Light High-Mobility Wheeled Vehicles for Mining Conditions Using Indirect Methods for Analysis of Expert Opinions]. Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii, 2012, no. 10.
2. Larin V.V. Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin: uchebnik [Theory of movement of all-wheel drive wheeled vehicles: a textbook]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010, 391 p.
3. Vdovin D.S. Raschet nagruzok na zven'ya nezavisimoy podveski khodovoy chasti avtomobilya 8kh8 s ispol'zovaniyem Nx Motion [Calculation of loads on independent suspension links of an 8x8 car undercarriage using Nx Motion]. Sbornik trudov sektsii "Avtomobili i traktory" 85-oy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Budushcheye avtomobilestroyeniya v Rossii», Assotsiatsiya Avtomobil'nykh Inzhenerov, Universitet Mashinostroyeniya (MAMI) [Proceedings of the section "Automobiles and Tractors" of the 85th International Scientific and Technical Conference "The Future of the Automotive Industry in Russia", Association of Automotive Engineers, University of Mechanical Engineering (MSTU)]. Moscow, 2014, pp. 2-6.
4. Vdovin D.S., Chichekin I.V., Levenkov Ya.Yu. Prognozirovaniye ustalostnoy dolgovechnosti elementov podveski polupritsepa na rannikh stadiyakh proyektirovaniya [Prediction of fatigue life of semi-trailer suspension elements at early design stages]. Trudy NAMI, 2019, no. 2, pp. 14-23.
5. Chichekin I.V., Nyrkov F.A., Grigoriev V.S. Razrabotka dinamicheskoy modeli frontal'nogo pogruzchika dlya analiza ekspluatatsionnykh svoystv t opredeleniya nagruzok, deystvuyushchikh na yego elementy [Development of a dynamic model of a front loader to analyze the operational properties and determine the loads acting on its elements]. Transportnyye i transportno-tekhnologicheskkiye komplekisy, 2022, vol. 16, no. 1, pp. 71-80.
6. Xiaobin Ning et al. Dynamic Analysis of Car Suspension Using ADAMS/Car for Development of a Software Interface for Optimization / Procedia Engineering 16 (2011) 333 – 341.
7. Kushvid R.P., Chichekin I.V. Shassi avtomobilya. Konstruktsiya i elementy rascheta: uchebnik [Vehicle chassis. Design and calculation elements: a textbook]. Moscow, MSIU, 2014, 555 p.
8. Litvinov A.S., Rotenberg R.V., Frumkin A.K. Shassi avtomobilya. Konstruktsiya i elementy rascheta [Vehicle chassis. Design and calculation elements]. Moscow, Gosudarstvennoye nauchno-tekhnicheskoye izdatel'stvo mashinostroitel'noy literatury Publ., 1963, 505 p.
9. Reimpel J. Shassi avtomobilya: Elementy podveski [Car Chassis: Suspension Elements]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1987, 288 p.
10. Afanasiev B.A., Belousov B.N., Gladov G.I. and others. Proyektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin: Uchebnik dlya vuzov: V 3 t. [Designing all-wheel drive wheeled vehicles: A textbook for universities: In 3 volumes]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008.
11. RecurDyn Professional | MBD | Multibody dynamics analysis |FunctionBay. Available at: <https://functionbay.com/en/page/single/16/professional> , accessed 02.02.2023.

AUTHORS

Илья А. Иlichev, student of the department «Wheeled Vehicles» of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, ilya97573@gmail.com.

Илья В. Chichekin, Candidate of Technical Sciences, associate professor of the department «Wheeled Vehicles» of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, hiv2@mail.ru.

Alexander Yu. Zakharov, Candidate of Technical Sciences, associate professor of the department «Wheeled Vehicles» of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, zakharov-al@mail.ru.

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2023. № 2. С. 44 – 57.

DOI:

Представлена в редакцию: 07.03.2023

Принята к публикации: 16.03.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 621. 86

Применение алгоритма скользящего среднего для задачи определения массы груза

Михалев А.В., Назаров А.Н. *

* alexnazavr@yandex.ru

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

Исследование посвящено разработке алгоритма весоизмерения применительно к грузоподъемным кранам. Спецификой задачи является длительно затухающий динамический процесс с одной преобладающей по амплитуде гармоникой.

На основе анализа литературы выявлен фильтр (скользящее среднее), наиболее пригодный для условий данной задачи.

Целью исследования ставилась разработка алгоритма весоизмерения с использованием фильтра скользящего среднего.

Описаны этапы работы алгоритма: определение начала подъема, поиск пиковой нагрузки, определение периода колебаний, сглаживание данных, определение массы груза с заданной точностью.

Экспериментальное сравнение алгоритмов, использующих фильтр скользящего среднего и непосредственное осреднение, показало независимость влияния алгоритма на повторяемость. При этом за счет применения разработанного алгоритма удалось снизить время весоизмерения в 4...9 раз (1,0...6,1 с).

Выявлена зависимость времени измерения от точности вычисления длины буфера, определяемого по периоду наиболее высокоамплитудной гармоники. Данная зависимость определяет требование к аналого-цифровому преобразователю весоизмерительного устройства.

Сделан вывод о высокой степени применимости алгоритма с фильтром скользящего среднего для задачи измерения массы груза в условиях статического взвешивания (при отключенных механизмах).

Ключевые слова: алгоритм весоизмерения, крановые весы, алгоритм скользящего среднего, нагрузка на механизм подъема, измерение массы груза.

Благодарности: авторы статьи выражают свою благодарность научному руководителю к.т.н. Иванову Сергею Дмитриевичу, сотрудникам кафедры «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана и коллективу ЗАО «ИТЦ «КРОС» за их помощь, рекомендации, ценные замечания и критику.

Введение

Задача определения массы груза является важной как с точки зрения обеспечения безопасности эксплуатации грузоподъемных машин [1], так и для проведения вспомогательных технологических операций взвешивания [2]. Несмотря на схожесть задачи регистратора параметров работы крана и крановых весов, условия ее решения отличаются. В первом случае определение массы груза происходит при произвольном по продолжительности и очередности наборе команд управления механизмами, что является причиной возникновения продольно-поперечных колебаний в канате, являющихся результатом сложением гармоник разной частоты и амплитуды [3-5].

В свою очередь крановые весы являются прибором статического взвешивания. При применении статического взвешивания в технологический процесс крана должна быть встроена операция: остановка всех механизмов крана после отрыва груза от основания на время, необходимое для уменьшения ошибки измерения до допустимого значения. Введение в технологический процесс этой операции уменьшает производительность крана, и чем больше время, необходимое для измерения, тем меньше производительность.

При решении задачи определения массы груза необходимо учитывать, что динамические процессы в механической системе крана затухают дольше, чем происходит взвешивание (рис. 1). Таким образом, время, в течение которого требуется определить массу груза в пределах допустимой ошибки (в случае регистратора параметров работы крана¹) или класса точности (для крановых весов²), обработав и исключив влияние динамического процесса, является одной из ключевых эксплуатационных характеристик. Несмотря на важность времени измерения с точки зрения применимости устройства в реальном технологическом процессе, данная эксплуатационная характеристика в актуальной нормативной и технической документации не нормируется.

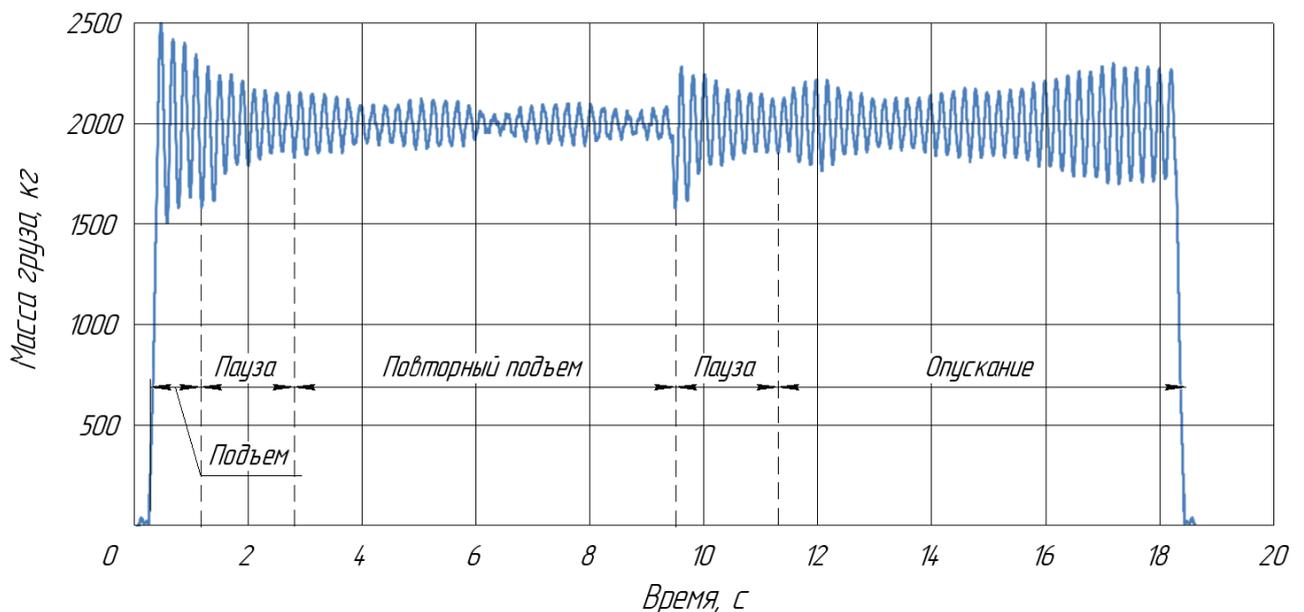


Рис. 1. Усилие в механизме подъема, приведенное к массе груза, за цикл работы механизма подъема.

¹ ГОСТ 33713-2015 Краны грузоподъемные. Регистраторы параметров работы. Общие требования.

² ГОСТ OIML R 76-1-2011 Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Весы неавтоматического действия. Часть 1. Метрологические и технические требования. Испытания.

В данной работе решалась задача применительно к статическому взвешиванию груза. Производители крановых весов утверждают, что время определения массы не превышает 5 секунд [6-8]. Таким образом, как видно из рис. 1, взвешивание следует проводить, пока динамический процесс еще не закончился.

Помимо точности нормируемой характеристикой крановых весов является повторяемость [9] – способность весов показывать близкие друг к другу результаты для одной и той же нагрузки, прикладываемой к грузоприемному устройству несколько раз практически одним и тем же способом при достаточно постоянных условиях испытаний. Алгоритм обработки выходного сигнала является одним из определяющих факторов для данной характеристики, так как выходной сигнал датчика достаточно мал, не более десятков милливольт. Соответственно значительное влияние на сигнал оказывают помехи со стороны токопроводящих частей крана и самих весов, помехи на питании тензометрического моста датчика нагрузки, помехи при усилении сигнала с датчика и обработке его на АЦП. Помимо этого, динамический процесс отличается от взвешивания к взвешиванию даже при одинаковой массе груза и одинаковом расположении тележки и крана (рис. 2).

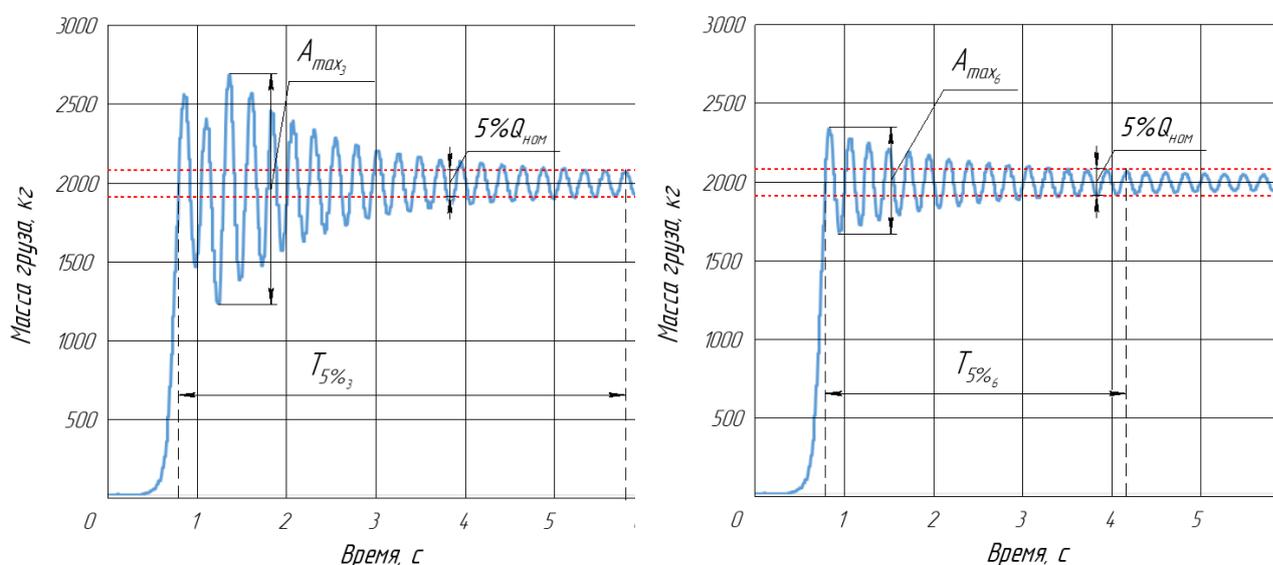


Рис. 2. Различие динамических процессов при взвешивании груза одной массы. A_{max_i} – максимальная амплитуда динамического процесса в i -м подъеме; $T_{5\%_i}$ – время снижения амплитуда колебаний до порогового значения (5% от среднего) в i -м подъеме.

Таким образом, выбор и реализация алгоритма для обработки выходного сигнала с датчика нагрузки является одной из важнейших задач при разработке и совершенствовании крановых весов.

В практических приложениях систем взвешивания из-за различий в окружающей среде взвешивания на процесс измерения оказывают влияние периодические сигналы помех и аperiodические случайные сигналы [10; 11]. Из-за различных помех алгоритмы фильтрации, используемые в системе, также различаются [12]. В современных алгоритмах фильтрации метод ограничения (the limiting filtering method) и метод медианной фильтрации могут эффективно фильтровать импульсные помехи, вызванные случайными факторами, но не могут подавить сигнал периодических помех [13]. Метод фильтрации скользящего среднего имеет хороший эффект подавления периодических помех с высокой плавностью, что наиболее применимо к фильтрации периодических колебаний груза. При этом данный фильтр плохо подавляет случайные импульсные помехи [14]. В работах [12; 15; 16] рассмотрена

применимость различных алгоритмов для весоизмерительной системы грузоподъемного крана (непосредственное осреднение, поиск экстремумов без сглаживания, с гауссовым сглаживанием и с предварительной интерполяцией, нелинейная интерполяция, скользящее среднее). Сравнение проводилось по повторяемости, сходимости и требовательности к параметрам АЦП. Наилучшим оказался алгоритм осреднения с фильтром скользящего среднего.

Целью исследования является разработка алгоритма весоизмерения с использованием фильтра скользящего среднего.

Задачи:

- разработать алгоритм весоизмерения, использующий для оценки массы груза фильтр скользящего среднего;
- оценить влияние на повторяемость длины окна сглаживания;
- сравнить алгоритм скользящего среднего и непосредственного осреднения.

Материалы и методы

В качестве экспериментальной установки использовали двухбалочный мостовой кран КМГ-201 грузоподъемностью 2 т и пролетом 16 м. Использован наборный груз общей массой 2000 кг (10 грузов по 200 кг). Механическая часть крановых весов, использованных в исследовании, содержит следующие элементы: омегаобразную скобу, тензометрический датчик – тензоось, крюк.

Выходной аналоговый сигнал принимался платой сбора данных, включающей в себя блок питания, усилитель сигнала с датчика, АЦП, микроконтроллер, преобразующий информацию от АЦП в протокол для передачи на ПК по последовательному порту, и микросхему, преобразующую выходной сигнал микроконтроллера в стандарт физического уровня RS-232.

Данная плата обеспечивает запись сигнала с частотой 20 Гц. Для приёма и сохранения полученных данных на компьютере использовалось специализированное программное обеспечение, которое в реальном времени принимает и записывает данные, отправляемые платой сбора данных. По окончании записи массивы данных, включающие время и значения усиленных и оцифрованных сигналов, сохранялись в текстовый файл для дальнейшего анализа. На рис. 3 представлена схема сбора данных во время эксперимента.

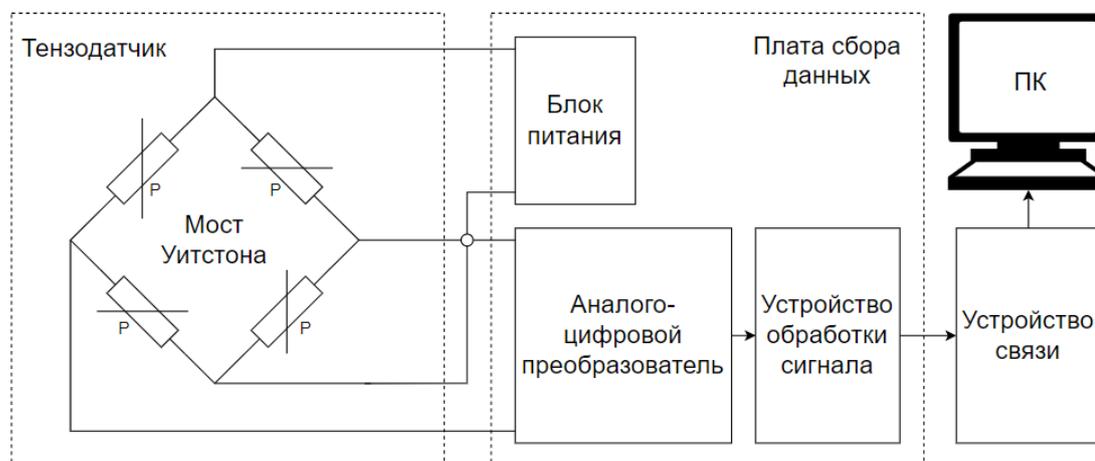


Рис. 3. Схема системы сбора и обработки данных усилия в механизме подъема.

Первой операцией, выполняемой алгоритмом весоизмерения, является определение момента начала подъёма груза. Для этого можно использовать срабатывание по порогу или по скорости возрастания значений, после преодоления которых устанавливается флаг, сигнализирующий о начале сохранения данных в массив измерения (рис. 4). С этого момента начинает сохраняться не только значение, но и счетчик значений.

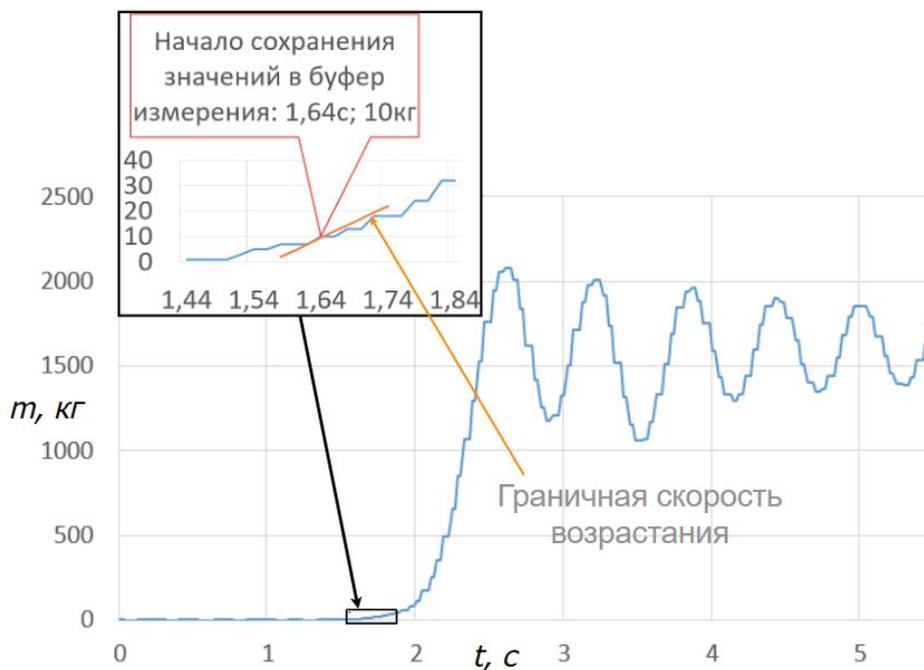


Рис. 4. Определение момента начала подъёма груза.

Следующим этапом алгоритма является определение пиковой нагрузки, необходимой для вычисления периода колебаний.

Алгоритм следует за записываемыми данными, отставая на 5 значений за последним считанным. Количество значений отставания определяется периодичностью шума и числом повторяющихся сигналов, возникающих из-за несовпадения частоты оцифровки сигнала и частоты передачи данных.

Суть поиска максимума заключается в следующих двух проверках (1), (2):

$$M_{i-5} \dots M_{i-1} < M_i < M_{i+1} \dots M_{i+5} \quad (1)$$

$$M_{i-5} < M_i - \Delta < M_{i+5} \quad (2)$$

где i – счетчик значений;

M_i – i -е значение сигнала;

M_{i+5} – значение сигнала в точке $i + 5$;

Δ – пороговая разница при определении пикового значения;

M_{i-5} – значение массы в точке $i - 5$.

Счетчик значения, которое проходит проверку, сохраняется и обозначается как i_{max} .

На рис. 5 представлена упрощенная иллюстрация алгоритма.

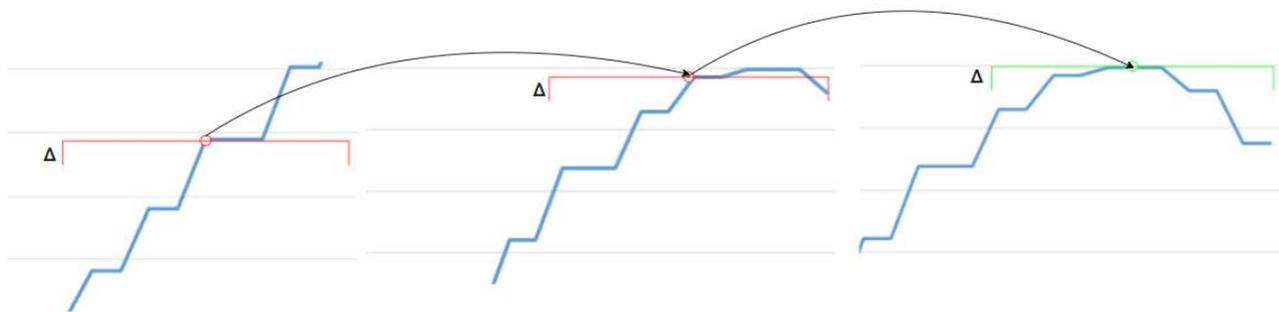


Рис. 5. Этап определение пикового значения нагрузки. Δ – пороговая разница при определении пикового значения.

Выбирается первое значение, удовлетворяющее заданным условиям (рис. 6). При этом значение счетчика указывает на временное расположение пика.

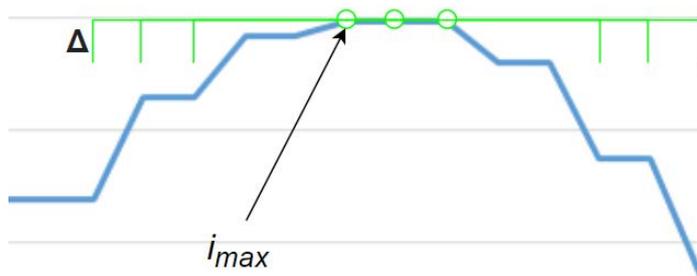


Рис. 61. Выделение пиковой нагрузки среди нескольких равных значений.
 i_{max} – номер измерения, соответствующего пиковому значению нагрузки.

Далее в случае метода непосредственного осреднения для каждого нового значения вычисляется среднее значение измерений на текущей итерации алгоритма (формула 3) [15]:

$$A_i = \frac{\sum_{k=i_{max}}^i M_k}{i - i_{max}} \quad (3)$$

и среднеквадратическое отклонение (формула 4) [15]:

$$S_i = \sqrt{\frac{\sum_{k=i_{max}}^i (M_k - A_k)^2}{i - i_{max} + 1}} \quad (4)$$

Далее происходит сравнение среднеквадратичного отклонения с заданной точностью весов. Когда среднеквадратичное отклонение входит в пределы точности, запускается счетчик. Если следующее среднеквадратичное отклонение также соответствует заданной точности, то счетчик прибавляется, если нет – обнуляется. Когда счетчик достигает требуемого числа, среднее значение измерения принимается соответствующим действительной массе груза.

При обработке сигнала с использованием фильтра скользящего среднего формируется дополнительный отфильтрованный массив данных. Результат фильтрации – есть среднее арифметическое последних N отсчетов входного сигнала (формула (5)). Далее массив данных, количество значений в котором равняется N , обозначается как буфер.

$$y_n = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} M_k, \quad (5)$$

где y_n – n -е значение выходного сигнала после фильтрации скользящим средним;

N – длина буфера;

M_k – k -е значение сигнала.

Длина буфера N является характерной для конкретного крана, груза, жесткости канатного подвеса, расположения тележки. При этом длина буфера должна быть кратна периоду колебаний наибольшей амплитуды.

Для вычисления периода колебаний после определения момента достижения максимума аналогично находим положение локального минимума, используя следующие соотношения (формула (6), (7)):

$$M_{i-5} \dots M_{i-1} > M_i > M_{i+1} \dots M_{i+5} \quad (6)$$

$$M_{i-5} > M_i - \Delta > M_{i+5} \quad (7)$$

Использование данного алгоритма вместо дифференцирования и определения момента смены знака производной обосновано тем, что возможны импульсные помехи, которые могут быть ложно приняты за локальный экстремум главной гармонике колебаний груза.

Значение периода собственных колебаний и зависящую от него длину буфера находят по формуле (8):

$$T = 2 \cdot (i_{max} - i_{min}) = \frac{1}{2} N \quad (8)$$

После окончания этапа заполнения первого буфера начинается вычисление среднего значения буфера, которое происходит на каждой следующей итерации при поступлении нового значения (формула (9)):

$$Mean_i = \frac{\sum_{i}^{i+N-1} M_k}{N} \quad (9)$$

Иллюстрация данного этапа представлена на рис. 7.

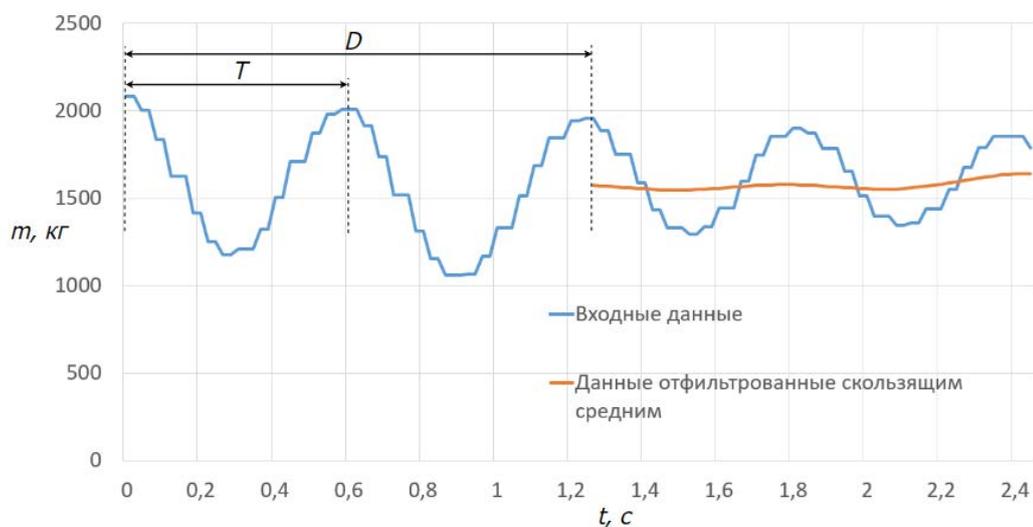


Рис.7. Графическое представление обработки сигнала скользящим средним. T – период собственных колебаний, D – отставание по времени данных в отфильтрованном массиве, равное произведению длины буфера на частоту опроса АЦП.

Вид динамического процесса после обработки исходных данных фильтром скользящего среднего имеет вид рис. 8.

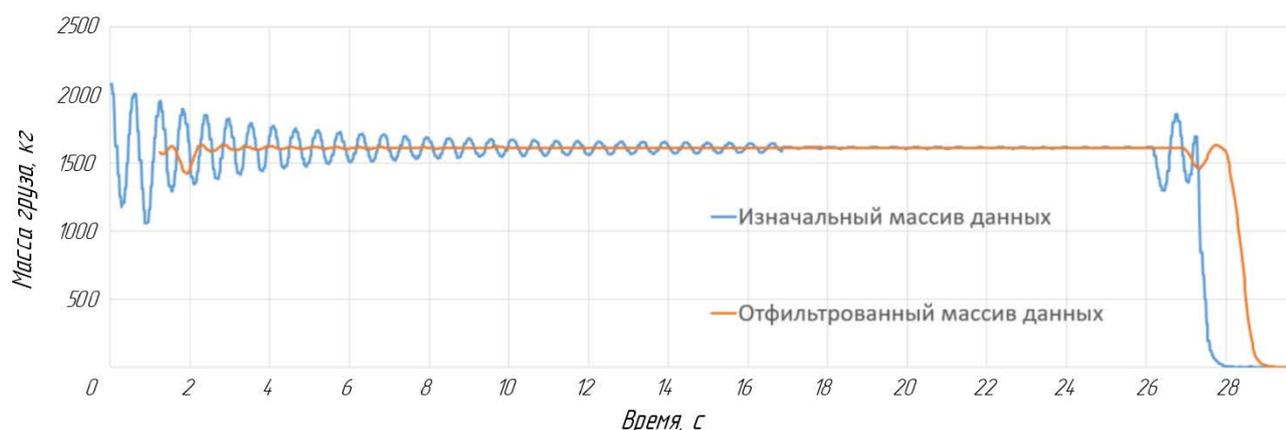


Рис. 8. Выходная функция после обработки сигнала фильтром скользящего среднего

Параллельно с началом вычисления среднего на длине буфера определяют среднее за общее время измерения и среднеквадратические отклонения по формулам (3) и (4), как и в случае непосредственного осреднения. При этом ожидается сокращение времени измерения за счет более быстрой сходимости предварительно отфильтрованных данных.

Результаты

В таблице 1 приведены результаты определения массы груза с применением описанных алгоритмов скользящего среднего и непосредственного осреднения в серии из 10 подъемов груза массой 2 т. Для каждого измерения представлено время, за которое среднеквадратичное отклонение сошло до значения допустимой ошибки.

Таблица 1. Масса груза и время измерения в зависимости от алгоритма весоизмерения.

№ взвешивания	Масса (фильтр скользящего среднего), кг	Время измерения, с	Масса (непосредственное осреднение), кг	Время измерения, с
1	2005	5,1	2004	27,4
2	1997	6,0	1998	29,7
3	2002	5,4	2002	26,9
4	2003	1,0	2002	9,3
5	1998	1,0	1999	7,8
6	2001	12,7	-	более 30
7	1993	1,0	1993	11,2
8	2003	1,0	2001	8,5
9	1999	6,1	1999	23,8
10	2002	1,0	2003	9,4

Для определения влияния длины буфера была произведена обработка динамических процессов алгоритмом скользящего среднего. Проверялось влияние кратного увеличения длины буфера. Влияние точности определения длины буфера определялось варьированием его длины на 10% в сторону уменьшения и увеличения.

Таблица 2. Время измерения при различных длинах буфера в случае алгоритма скользящего среднего.

№ взвешивания	Масса (фильтр скользящего среднего), кг	Время измерения, с			
		N=T	N=2T	N=0,9T	N=1,1T
1	2005	5,1	5,3	12,5	11,2
2	1997	6,0	6,1	13,1	12,7
3	2002	5,4	5,2	13,0	12,9
4	2003	1,0	1,2	5,7	5,2
5	1998	1,0	1,3	4,8	4,3
6	2001	12,7	10,8	8,3	15,1
7	1993	1,0	1,2	4,5	4,4
8	2003	1,0	1,2	5,1	5,2
9	1999	6,1	5,7	4,2	4,7
10	2002	1,0	1,2	5,3	4,4

Заключение

В работе проведено сравнение алгоритмов весоизмерения: непосредственного осреднения и скользящего среднего. Установлено, что вне зависимости от алгоритма обработки измерений результаты взвешивания груза массой 2000 кг сходятся к одинаковым значениям с погрешностью 2 кг (удовлетворяет 3 классу точности). Эти же результаты определяют вывод о том, что разброс измерений в пределах серии подъемов определяется механической частью весов [17], а не электронной или алгоритмической.

Наибольшее отличие сравниваемых алгоритмов проявляется для эксплуатационной характеристики, не нормируемой существующими стандартами, но имеющей большое значение на практике – времени измерения. За счет предварительного сглаживания гармоник колебаний наибольшей частоты, соответствующей продольным колебаниям каната, удалось снизить время измерения в 4...9 раз. Время измерения при использовании алгоритма скользящего среднего составило от 1,0 до 6,1 с. Такой разброс времени измерения объясняется различными условиями при отрыве груза от основания и фазы отключения двигателя, что определяет различную начальную амплитуду колебаний.

Время измерения зависит также от точности определения периода колебаний и ассоциированной с ним длины буфера осреднения. Ошибка при определении длины буфера на 10% приводит к двукратному увеличению времени измерения. При этом в случае кратного увеличения длины буфера достоверно фиксируемого изменения времени измерения не

происходит. Присутствует лишь незначительное увеличение времени измерения за счет более длительного заполнения в начальный момент работы алгоритма буфера кратной длины.

Выявленная зависимость времени измерения от точности вычисления периода колебаний наибольшей амплитуды определяет требование к частоте оцифровки сигнала АЦП при использовании алгоритма скользящего среднего. В половине измерений удалось достичь времени определения массы груза порядка 1 с, в другой половине время составило 5 с (на уровне существующих на рынке крановых весов). Это свидетельствует об имеющемся потенциале исследуемого алгоритма при условии увеличения частоты опроса датчика нагрузки для более стабильной его работы, что определяется точностью определения длины буфера (периода колебаний).

Таким образом, удалось показать пригодность алгоритма скользящего среднего для задачи определения массы груза в условиях статического взвешивания. Рамки проведенного исследования позволяют судить о применимости исследуемого алгоритма лишь для крановых весов. При этом алгоритм позволяет при выборе достаточно высокой частоты АЦП значительно снизить время измерения, что положительно сказывается на параметрах обслуживаемого технологического процесса и удобстве применения устройства, использующего алгоритм скользящего среднего.

Список литературы

1. Иванов, С. Д. Оценка применимости электрических параметров привода для определения нагрузки на механизм подъема кранов мостового типа / С. Д. Иванов, А. Н. Назаров // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2022. – Т. 19, № 1(83). – С. 36-47. – DOI 10.26518/2071-7296-2022-19-1-36-47. – EDN XZSFJQ.
2. Дубровин, Л. М. Контроль грузов на подъёмно-транспортных машинах / Л. М. Дубровин, А. П. Никищечкин, В. И. Давыденко // Мир транспорта. – 2016. – Т. 14, № 3(64). – С. 98-105. – EDN XXJQJT. Визуальное моделирование двухбалочного мостового крана как сложной динамической системы / Л. Н. Ахтулова, А. Л. Ахтулов, О. М. Кирасиров, В. А. Машонский // Каталог научных и инновационных разработок ФГБОУ ВО Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина : сборник материалов по итогам научно-исследовательской деятельности. – Омск : Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина, 2021. – С. 61-63. – EDN RLWRUM.
3. Еремина, С. В. Особенности динамики механизма подъема груза мостового крана / С. В. Еремина, О. В. Курбацкая // Материалы Международного конгресса ФГБОУ ВПО "СибАДИ" Архитектура. Строительство.Транспорт.Технологии. Инновации, Омск, 01–03 октября 2013 года. Том Книга 1. – Омск: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)", 2013. – С. 21-26. – EDN STZLVZ.
4. Скосырский, Н. П. Влияние предварительных порогов срабатывания ограничителя грузоподъемности на динамику мостового крана / Н. П. Скосырский, В. В. Даньшин, Д. С. Буданов // . – 2016. – № 7(9). – С. 8. – EDN VTPRKH.
5. Назаров А.Н., Иванов С.Д. Исследование влияния работы ограничителя грузоподъемности с промежуточными порогом на безопасность кранов мостового типа. Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. 2023;1(1):41 - 52.
6. Крановые весы ВЭК/8-5000. URL: www.smartves.ru/catalog/kranovye-vesy-5-tonn/promyshlennye-kranovye-vesy-vek-3-5000-udaroprochnye-do-5-tonn/ (Дата обращения 10.10.2022).

7. Крановые весы КВ Стандарт. URL: <https://uralves.ru/catalog/crane-weigher/crane-scales-standard> (Дата обращения 10.10.2022).
8. Крановые весы ВК «Стриж». URL: <https://www.tenso-m.ru/jelektronnye-vesy/kranovye-vesy/37/> (Дата обращения 07.03.2023).
9. Остривной, А. Ф. Методы поверки большегрузных весов / А. Ф. Остривной, И. Ю. Шмигельский, Р. Ю. Котляров // Законодательная и прикладная метрология. – 2021. – № 2(170). – С. 23-28. – EDN KTOSOB.
10. Исследование прецизионной весоизмерительной системы на платформе PXI/PXI Express в аэродинамической трубе т-102 / Ю. К. Блокин-Мечталин, Н. П. Ильяшенко, Б. Д. Муриев [и др.] // Кимила 2020 : МАТЕРИАЛЫ IV ОТРАСЛЕВОЙ КОНФЕРЕНЦИИ ПО ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ И МЕТРОЛОГИИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ, Жуковский, 10–11 ноября 2020 года. – Жуковский: ЦЕНТРАЛЬНЫЙ АЭРОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ИМЕНИ ПРОФЕССОРА Н. Е. ЖУКОВСКОГО (ФГУП «ЦАГИ»), 2020. – С. 331-346. – EDN KYJALV.
11. Блокин-Мечталин Ю.К. Цифровой прецизионный тензометрический преобразователь на несущей частоте // Датчики и системы. - 2019. № 7-8. - С. 41-46. EDN: NZDQRL
12. Иванов, С. Д. Создание и экспериментальное обоснование алгоритма работы весоизмерительной системы на базе регистратора параметров / С. Д. Иванов, Н. Л. Михальчик // Подъемно-транспортное дело. – 2019. – № 3-4(97). – С. 27-30. – EDN WRJTFW.
13. Fang Liang, Ou Qingli, “Design of Weighing System Based on Improved Moving Average Filter Algorithm,” Journal of Artificial Intelligence Practice (2021) Vol. 4: 74-77 Clausius Scientific Press, Canada.
14. Kweon SJ, Shin SH, YooHJ. High-Order Temporal Moving-Average Filter Using a Multi-Transconductance Amplifier. Electronics Letters, 2012, 48(15):961-962.
15. Ivanov, S. D. Selection of a rational algorithm for data processing of the weight measuring system of a hoisting crane / S. D. Ivanov, A. N. Nazarov, N. L. Mikhalechik // Journal of Physics: Conference Series, Belgorod, 09–10 марта 2021 года. Vol. 1926. – Belgorod: IOP Publishing Ltd, 2021. – P. 012047. – DOI 10.1088/1742-6596/1926/1/012047. – EDN JIUUGG.
16. Михальчик, Н. Л. Построение весоизмерительной системы путем расширения функционала электронного регистратора параметров работы мостового крана / Н. Л. Михальчик, С. Д. Иванов // Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта, Екатеринбург, 06 декабря 2019 года / Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2020. – С. 169-171. – EDN HAFJBZ.
17. Mikhalev, A. V. Development of the load pin for the crane scales / A. V. Mikhalev // European Journal of Technical and Natural Sciences. – 2022. – No. 6. – P. 62-68. – DOI 10.29013/EJTNS-22-6-62-68. – EDN WPUFWR.

АВТОРЫ

Михалев Александр Васильевич, студент 6 курса каф. «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, mikhalev.alexandr@mail.ru.

Назаров Александр Николаевич, аспирант, ассистент каф. «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, alexnazavr@yandex.ru, ORCID 0000-0002-8039-4331.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

//Machines andPlants:Design and Exploiting.
2023. № 2. pp. 44 – 57.

DOI:

Received: 07.03.2023

Accepted for publication: 16.03.2023

© Interntional Public Organization “Integration strategy”

Applying the moving average algorithm for the weight calculation task

Aleksandr V. Mikhalev,
Aleksandr N. Nazarov *

* alexnazavr@yandex.ru

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

The research is devoted to the development of the weight-measurement algorithm for load-lifting cranes. The specifics of the problem is a long damping dynamic process with one amplitude-dominant harmonic. Based on the analysis of the literature, the filter (moving average) most applicable to the conditions of this problem has been found.

The research goal was to develop an algorithm for weight measurement using a moving average filter. The stages of algorithm operation are described: determining the lifting start, searching for the peak load, determining the oscillation period, smoothing the data, determining the mass of the load with a defined accuracy.

Experimental comparison of the algorithms using a moving average filter and a direct averaging showed the independence of the algorithm on the repeatability. At the same time, the application of the developed algorithm made it possible to reduce the weighting time by 4...9 times (1.0...6.1 sec).

The correlation between the measurement time and the accuracy of the buffer length calculation is revealed. This correlation determines the requirement for the analog-to-digital converter of the weighing devices.

It is concluded that the algorithm with a moving average filter is highly applicable to the task of measuring the load mass in conditions of static weighing (with switching off mechanisms).

Keywords: weighing algorithm, crane scales, moving average algorithm, hoisting mechanism workload, weight measurement

Acknowledgements: the authors express their gratitude to the research supervisor PhD Sergey D. Ivanov, employees of the Department "Lifting and Transport Systems" of N.E. Bauman Moscow State Technical University and the team of CJSC «ITC «KROS» for their help, recommendations, valuable comments and criticism.

References

1. Ivanov S. D., Nazarov A. N. Assessment of applicability of electric drive parameters to determine the load on the lifting mechanism of overhead cranes / S. D. Ivanov, A. N. Nazarov // Bulletin of the Siberian State Automobile and Road University. - 2022. - T. 19, № 1(83). - C. 36-47. - DOI 10.26518/2071-7296-2022-19-1-36-47. - EDN XZSFJQ.

2. Dubrovin, L. M. Cargo control on handling machines / L. M. Dubrovin, A. P. Nikishechkin, V. I. Davydenko // *Transport World*. - 2016. - T. 14, № 3(64). - С. 98-105. - EDN XXJQJT. Visual modeling of a double-girder bridge crane as a complex dynamic system / L. N. Akhtulova, A. L. Akhtulov, O. M. Kirasirov, V. A. Mashonsky // *Catalogue of scientific and innovative developments of FSBEI VO Omsk State Agrarian University named after P. A. Stolypin* : collection of materials on the results of research activities. - Omsk : Omsk State Agrarian University named after P.A. Stolypin, 2021. - С. 61-63. - EDN RLWRUM.
3. Eremina S. V. Features of the dynamics of the lifting mechanism of an overhead crane / S. V. Eremina, O. V. Kurbatskaya // *Proceedings of the International Congress of FGBOU VPO "SibADI" Architecture. Construction. Transport. Technologies. Innovations*, Omsk, 01-03 October 2013. Vol. Book 1. - Omsk: Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education "Siberian State Automobile and Road Academy (SibADI)", 2013. - С. 21-26. - EDN STZLVZ.
4. Skosyrsky, N. P. Influence of preliminary thresholds of a load-limiting device on the dynamics of an overhead crane / N. P. Skosyrsky, V. V. Danshin, D. S. Budanov // . - 2016. - № 7(9). - P. 8. - EDN VTPRKH.
5. Nazarov A.N., Ivanov S.D. Study of the effect of the load capacity limiter operation with intermediate thresholds on the safety of bridge-type cranes. *Machines and installations: design, development and operation*. 2023;1(1):41 - 52.
6. VEK/8-5000 crane scales. URL: www.smartves.ru/catalog/kranovye-vesy-5-tonn/promyshlennye-kranovye-vesy-vek-3-5000-udaroprochnye-do-5-tonn/ (Accessed 10.10.2022).
7. Crane scales KV Standard. URL: <https://uralves.ru/catalog/crane-weighter/crane-scales-standard> (Accessed 10.10.2022).
8. Crane scales VK "Strizh". URL: <https://www.tenso-m.ru/jelektronnye-vesy/kranovye-vesy/37/> (Date of access 07.03.2023).
9. Ostrivnaya, A.F. Methods of verification of heavy-load scales / A.F. Ostrivnaya, I.Y. Shmigelsky, R.Y. Kotlyarov // *Legislative and Applied Metrology*. - 2021. - № 2(170). - С. 23-28. - EDN KTOSOB.
10. Research of precision weight-measuring system on platform PXI/PXI Express in wind tunnel t-102 / Yu. K. Blokin-Mechtaln, N.P. Iiashenko, B.D. Muriev [et al] // *Kymila 2020 : MATERIALS OF IV INDUSTRIAL CONFERENCE ON MEASURING TECHNOLOGIES AND METROLOGY FOR FUTURE APPLICATIONS*, Zhukovsky, November 10-11 2020. - Zhukovsky: Central Aero-Hydrodynamic Institute n.a. PROFESSOR N.E. Zhukovsky (FGUP "TSAGI"), 2020. - С. 331-346. - EDN KYJALV.
11. Blokin-Mechtaln Y.K. Digital precision strain gauge transducer at carrier frequency // *Sensors and Systems*. - 2019. № 7-8. - С. 41-46. EDN: NZDQRL.
12. Ivanov, S. D. Creation and experimental justification of the algorithm of the weight measuring system based on the parameter recorder / S. D. Ivanov, N. L. Mikhalechik // *Lifting and Transport Business*. - 2019. - № 3-4(97). - С. 27-30. - EDN WRJTFW.
13. Fang Liang, Ou Qingli, "Design of Weighing System Based on Improved Moving Average Filter Algorithm," *Journal of Artificial Intelligence Practice* (2021) Vol. 4: 74-77 Clausius Scientific Press, Canada.
14. Kweon SJ, Shin SH, YooHJ. High-Order Temporal Moving-Average Filter Using a Multi-Transconductance Amplifier. *Electronics Letters*, 2012, 48(15):961-962.
15. Ivanov, S. D. Selection of a rational algorithm for data processing of the weight measuring system of a hoisting crane / S. D. D. Ivanov, A. N. Nazarov, N. L. Mikhalechik // *Journal of Physics*:

Conference Series, Belgorod, March 09-10, 2021. Vol. 1926. - Belgorod: IOP Publishing Ltd. - P. 012047. - DOI 10.1088/1742-6596/1926/1/012047. - EDN JIUUGG.

16. Mikhalchik, N. L. Construction of a weight-measuring system by extending the functionality of the electronic recorder of the parameters of an overhead crane / N. L. Mikhalchik, S. D. Ivanov // Innovative development of machinery and technologies of land transport, Ekaterinburg, December 06, 2019 / Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin. - Yekaterinburg: Urals University Press, 2020. - C. 169-171. - EDN HAFJBZ.

17. Mikhalev, A. V. Development of the load pin for the crane scales / A. V. Mikhalev // European Journal of Technical and Natural Sciences. – 2022. – No. 6. – P. 62-68. – DOI 10.29013/EJTNS-22-6-62-68. – EDN WPUFWR.

AUTHORS

Aleksandr V. Mikhalev, 6th year student of the department "Lifting and transport systems" of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, mikhalev.alexandr@mail.ru.

Alexander N. Nazarov, post-graduate student, assistant of the department "Lifting and transport systems" of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, alexnazavr@yandex.ru, ORCID 0000-0002-8039-4331.

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2023. № 2. С. 58 – 68.

DOI:

Представлена в редакцию: 19.01.2023

Принята к публикации: 20.03.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 621. 878

Определение нагрузок на установочные болты при опрокидывании машины с системой защиты ROPS

Ха Фыюк Чи, Медведева Ю.Н. *

* uliya@bmstu.ru

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

В данной работе представлен расчет нагрузок на установочные болты кабины машины при ее опрокидывании. Расчет проведен на ЭВМ в системе SolidWorks Motion. Новизна работы заключается в учёте демпфирующих свойств резиновых прокладок между кабиной и подкабинной рамой при определении кинематических параметров при опрокидывании машины.

Ключевые слова: установочные болты кабины, нагрузки на установочные болты, кабины с системой ROPS, опрокидывание машины.

Введение

Установочные болты, которые крепят кабину с оператором к подкабинной раме и удерживают ее при опрокидывании машины, являются важным элементом обеспечения безопасности. Для смягчения ударных нагрузок между кабиной и рамой вместе с болтами устанавливаются резиновые прокладки. Проверка сохранения целостности установочных болтов при опрокидывании машины производится при проведении натурных испытаний опытного образца. Предельные нагрузки на силовые элементы конструкции регламентированы ГОСТ ISO 3471-2015¹. Однако еще при проектировании машины важно правильно рассчитать нагрузки и убедиться, что установочные болты не разрушатся при ударе.

Поэтому целью работы стало расчетное определение механических нагрузок на установочные болты при опрокидывании машины.

Для расчета использована вычислительная система SolidWorks Motion, а также простые кинематические зависимости для подготовки исходных данных.

¹ ГОСТ ISO 3471-2015 Машины землеройные. Устройства защиты при опрокидывании. Технические требования и лабораторные испытания.

Расчёт нагрузок на установочные болты, соединяющие кабину с подкабинной рамой, без учёта демпфирующих свойств прокладок снижает точность результатов.

В данной работе представлен пример расчета ударной нагрузки на кабину одноковшового погрузчика ПК-40 и нагрузок на установочные болты с учетом демпфирующих свойств прокладок.

Работа состоит из 3 частей:

- Определение кинематических параметров при опрокидывании машины с системой защиты ROPS.
- Определение силы удара кабины о поверхность при опрокидывании.
- Определение механических нагрузок на установочные болты на основе расчетной силы удара.

1. Определение кинематических параметров при опрокидывании машины

Кинематический расчёт параметров удара кабины без демпфирования элементов защиты ROPS был проведён в работе [1]. В ней для определения параметров использовался программный комплекс SolidWorks Motion. Средствами SolidWorks Motion была создана упрощенная виртуальная модель одноковшового погрузчика ПК-40, показанная рис.1. Детали, незначительно влияющие на результат, были опущены. Важно было добиться точности массовых и геометрических характеристик погрузчика, которые зависят от металлоконструкций, двигателя, кабины, навесного оборудования. Кабина жёстко закреплена к раме машины.

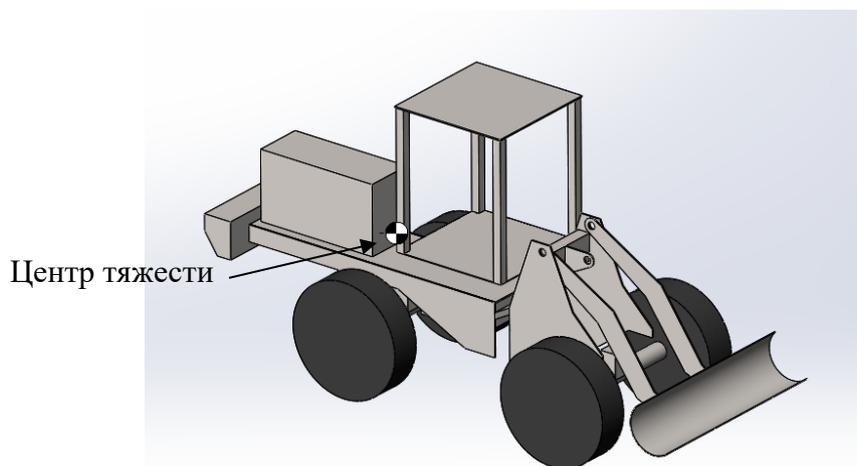


Рис. 1. Модель погрузчика ПК-40, выполненная в SolidWorks Motion (обозначен центр тяжести машины).

При определении кинематических параметров при опрокидывании программный комплекс SolidWorks Motion позволил учесть движение модели погрузчика по наклонной плоскости. Сборка модели и наклонной плоскости показана на рис. 2.

Для конфигурации модели погрузчика были найдены координаты центра масс машины. Критический угол, при котором машина опрокинется, можно найти по формуле:

$$\varphi = 90 - \arctan\left(\frac{H_c}{W/2}\right), \quad (1)$$

где H_c – высота центра масс машины над опорной поверхностью, W - ширина ходовой части машины.

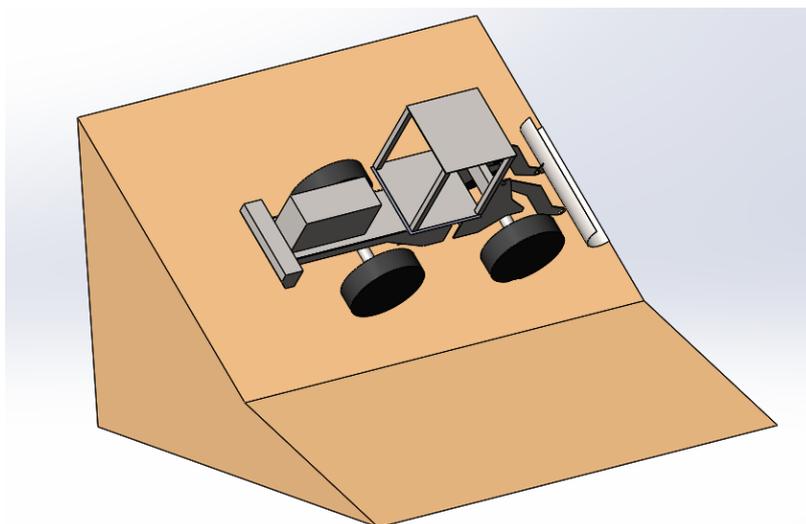


Рис. 1. Сборка погрузчика ПК-400 на уклоне, выполненная в SolidWorks Motion

Для погрузчика ПК-40 критический угол, рассчитанный по формуле (1), равен:

$$\varphi = 90 - \arctan\left(\frac{1570}{2240/2}\right) = 90 - 54,5 = 36,5^\circ.$$

Из-за упрощений, сделанных в модели погрузчика, его центр масс понизился по отношению к реальному положению. Поэтому критический угол уклона был увеличен до 41 градуса.

Для упрощения симуляции касание колёс не рассматривалось. При этом был выбран менее крутой уклон.

По результатам симуляции построены графики угловой скорости и ускорения в зависимости от времени, которые показаны на рис. 3а и 3б.

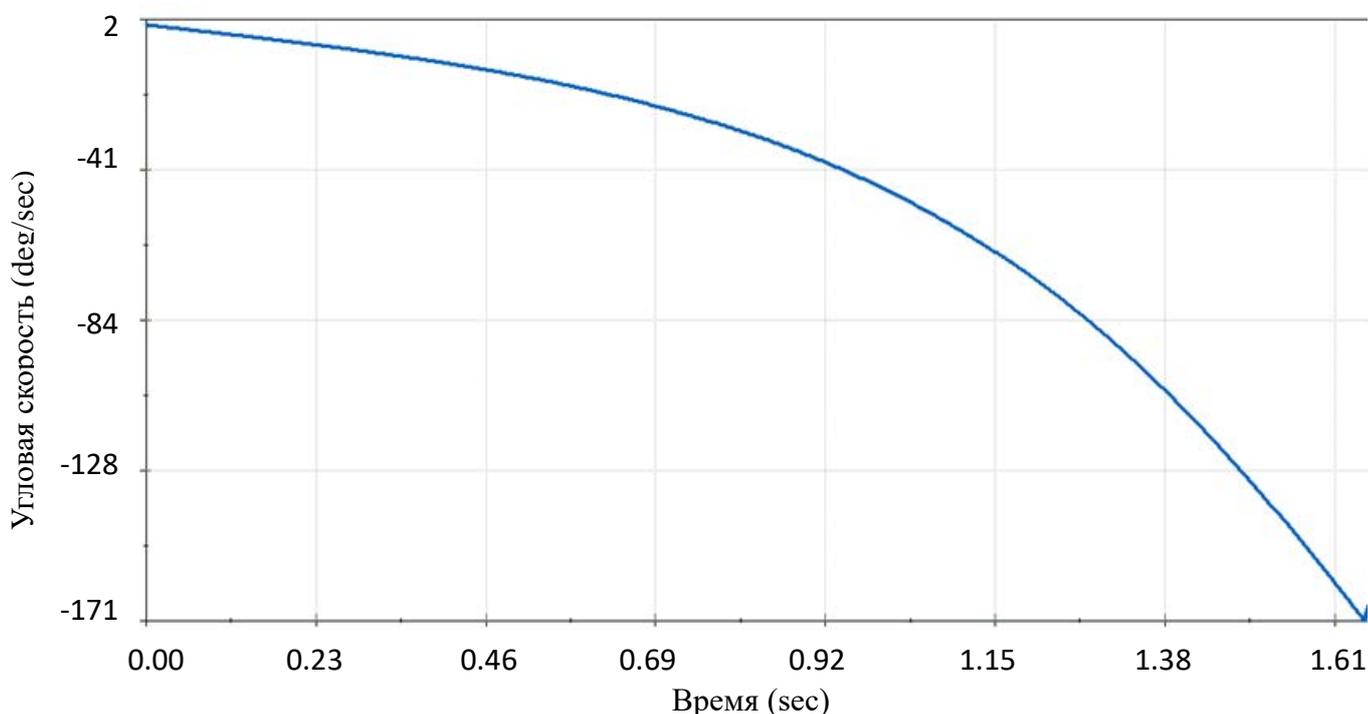


Рис. 2а. График угловых скоростей при опрокидывании машины без учёта демпфирования

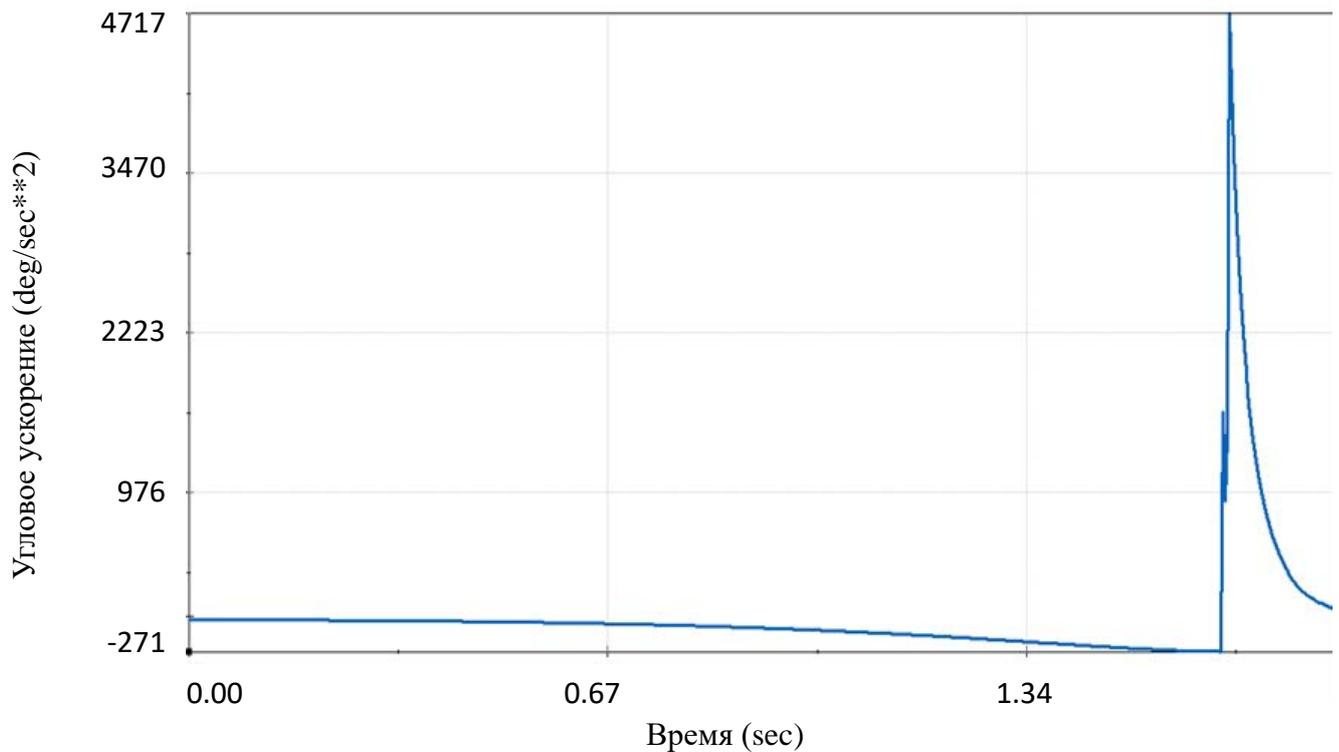


Рис. 3б. График угловых ускорений при опрокидывании машины без учёта демпфирования

Для целей настоящего расчетного исследования необходимо знание ускорения при ударе, график которого показан на рис. 3б. Однако данный результат получен без учёта демпфирования.

Для учета демпфирования использована схема, показанная на рис. 4.

По этой схеме демпферы реализованы в модели инструментом «пружина» с параметрами:

жёсткость: 1600 Н/мм;

свободная длина 105 мм при начальном расстоянии 90 мм.

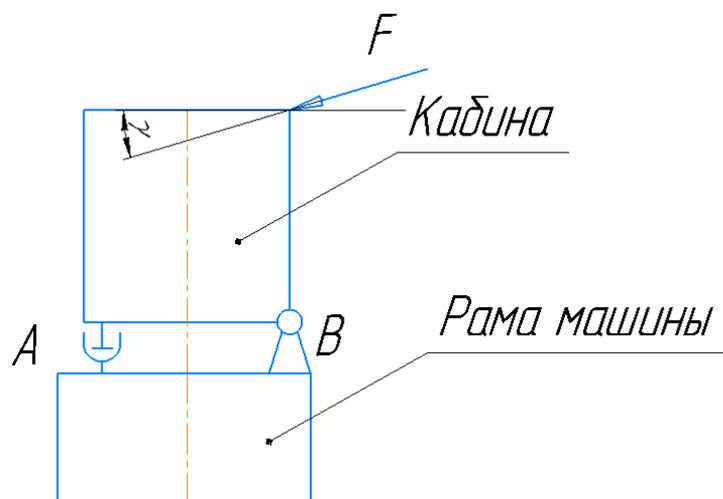


Рис. 4. Принципиальная схема работы демпферов в машине при опрокидывании

Проведя симуляцию после изменений, получим графики кинематических характеристик при опрокидывании машины, которые приведены на рис. 5а и 5б.

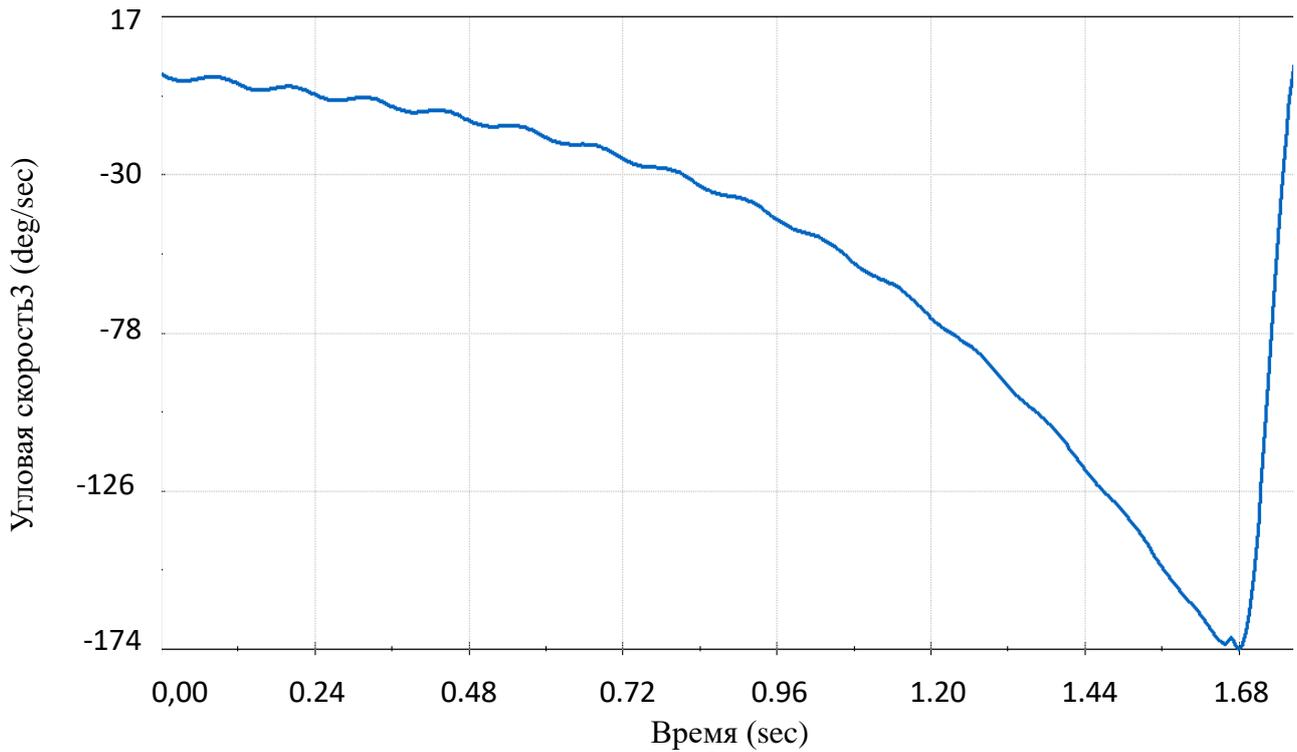


Рис. 5а. Графики угловых скоростей при опрокидывании машины с учётом демпфирования

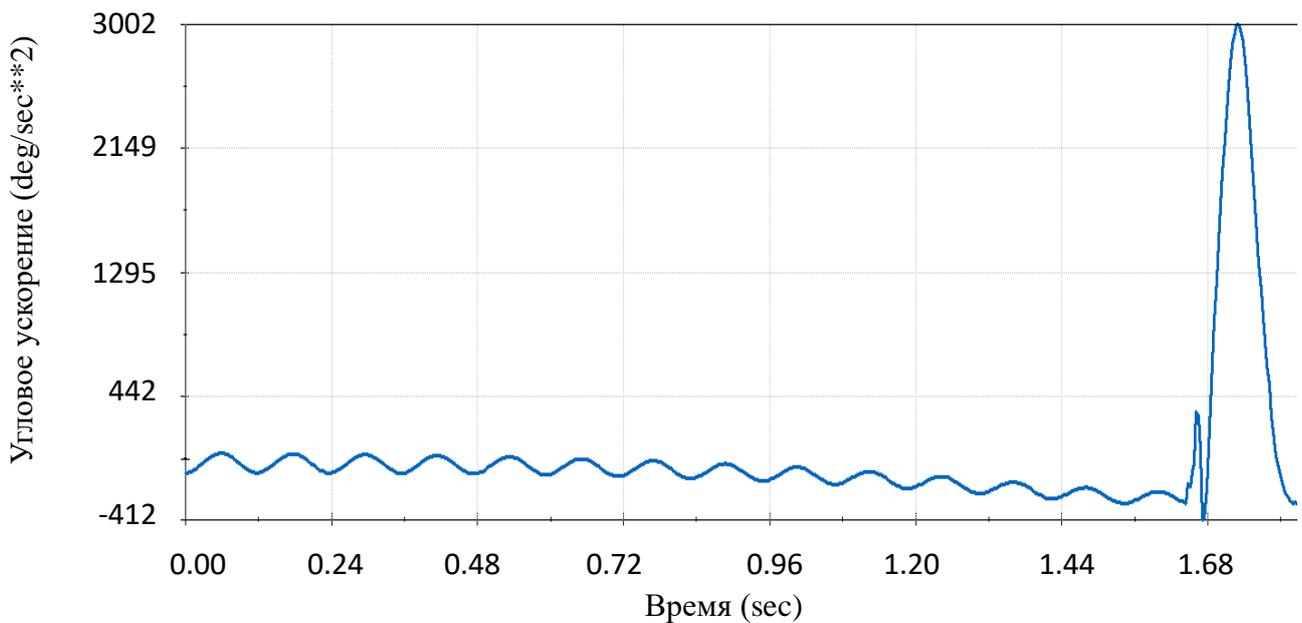


Рис. 6б. Графики угловых ускорений при опрокидывании машины с учётом демпфирования

2. Определение силы, приложенной к кабине при ударе о поверхность

Силу, приложенную к кабине во время удара при опрокидывании, по схеме, изображенной на рис. 6, можно определить по формуле, приведенной в работе [2] и в работе [1, формула 18]:

$$F = \frac{I_{Oz} * \varepsilon_2 + G * r_1 * \sin(\varphi_2)}{r_1 * \sin(\varphi_1) + r_2 * \sin(\gamma_1 + \gamma_2 - \varphi_1)}, \quad (2)$$

где G - масса машины;

I_{Oz} - момент инерции машины относительно точки A в плоскости рис. 6;

ε_2 - угловое ускорение при опрокидывании машины;

φ_1 - угол между плоскостью уклона и горизонталью;

$\varphi_2 = \varphi_1 + \alpha$.

Однако эта формула не учитывает демпфирующие свойства резиновых прокладок.

Поэтому для нахождения фактической силы была проведена симуляция в программном комплексе SolidWorks.

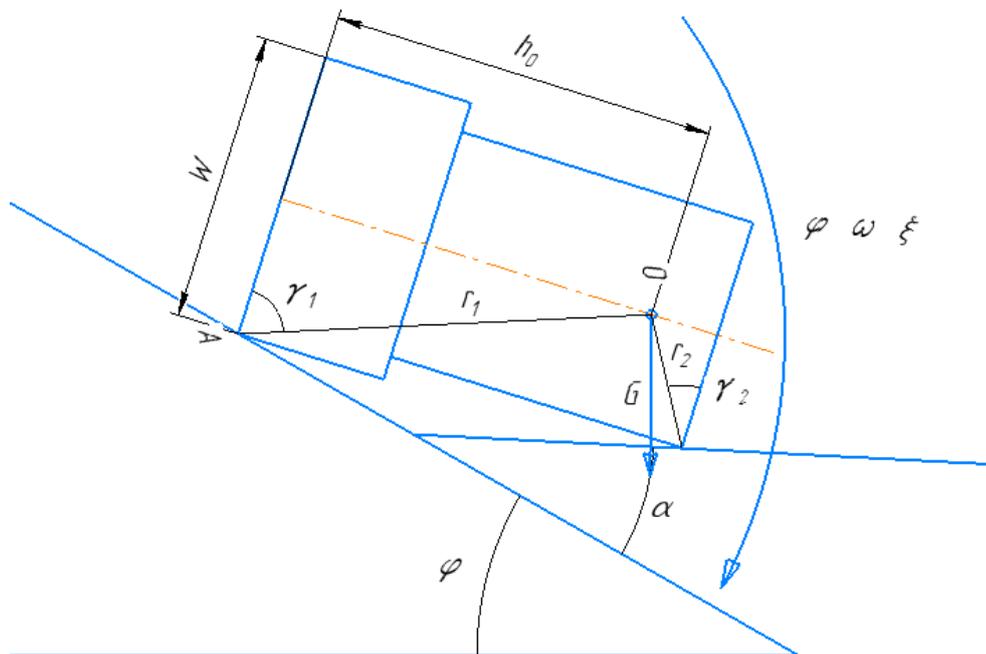


Рис. 7. Схема удара опрокинувшейся машины с системой защиты ROPS

3. Определение сил, действующих на установочные болты при опрокидывании машины

При неполном сжатии демпфирующей прокладки в точке A система действует по схеме на рис.4. Как только сжатие прекращается, точка A становится шарнирной опорой, и нагружается уже установочный болт в точке B . Схема изображена на рис. 7.

Вертикальное усилие от удара F_y почти полностью воспринимается демпфирующей прокладкой в точке B . Погрешности в результатах из-за пренебрежения углом наклона много меньше, чем напряжений на установочном болте.

Рассчитаем силы, растягивающие болт по схеме на рис.8.

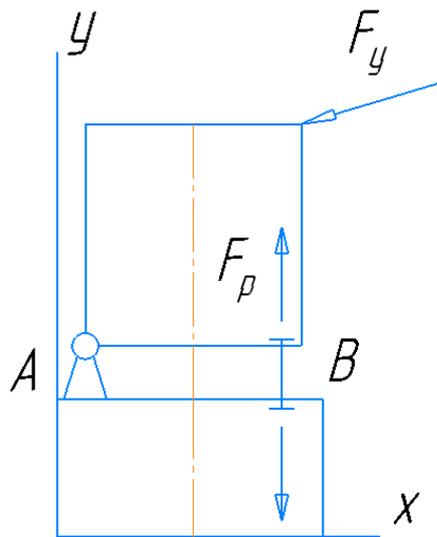


Рис. 8. Схема растяжения установочных болтов при полном сжатии прокладки

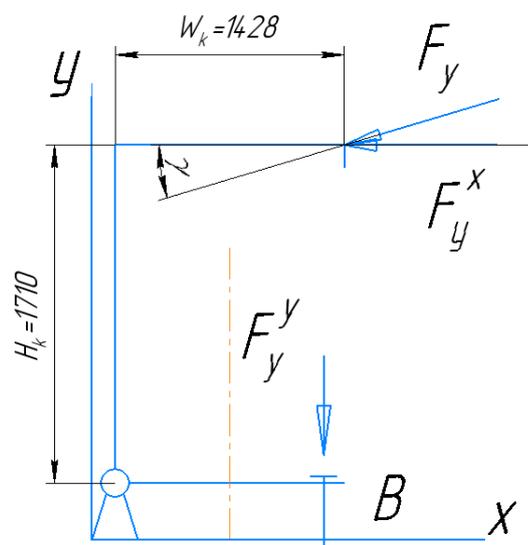


Рис. 9. Схема расчёта нагрузок на установочных болтах

Усилие растяжения на установочном болте будет равно:

$$F_6 = \frac{H_k}{W_k} F_y^x - F_y^y, \quad (3)$$

где

$$F_y^x = F_y * \cos(\gamma);$$

$$F_y^y = F_y * \sin(\gamma).$$

Эта формула позволяет определить значение силы для сравнения с нормативными критическими значениями для конкретной машины.

4. Результаты

Силу, приложенную к кабине погрузчика ПК-40 при ударе о поверхность, подсчитаем по формуле (2):

$$F_y = \frac{I_{oz} * \varepsilon_2 + G * r_1 * \sin(\varphi_2)}{r_1 * \sin(\varphi_1) + r_2 * \sin(\gamma_1 + \gamma_2 - \varphi_1)} =$$

$$= \frac{53003 * 82,30 + 131846 * 1.792 * \sin(1.2998)}{1.792 * \sin(1.0178) + 2.109 * \sin(0.5529 + 1.2998 - 1.0178)} = 1488822Н ,$$

где для погрузчика ПК-40 использованы данные из технического паспорта:

$G = 131846$ Н;

$r_1 = 1792$ мм;

$r_2 = 2109$ мм;

$\gamma_1 = 0,5529$ рад;

$\gamma_2 = 1,2998$ рад;

$\varphi_1 = 1.0178$ рад;

$\varphi_2 = 1,2998$ рад;

$I_{oz} = 53003$ кг/м².

$\varepsilon_2 = 4717$ град/с² = 82,3 рад/с² – пиковое ускорение, найденное по рис. 3а.

Для определения момента инерции модели ПК-40 прибегнем к инструментам SolidWorks. Опрокидывание будем считать движением по окружности, относительно линии, соединяющей точки касания колес на уклоне. Результаты расчета показаны на рис. 9.

Угол между силой удара и горизонталью определяется геометрией и расположением машины. В данном случае $\gamma = 13^\circ$.

Масса = 13440.53 килограммов		
Объем = 1.88 кубические метры		
Площадь поверхности = 83.95 квадратных метры		
Центр тяжести: (метры)		
X = 1.56		
Y = 1.5		
Z = 1.14		
Основные оси инерции и основные моменты инерции: (килограммов * квадратные метры)		
центр тяжести		
ix = (1, 0.09, 0)	Px = 4994.86	
iy = (-0.09, 1, 0.03)	Py = 29238.35	
iz = (0, -0.03, 1)	Pz = 31355.6	
Моменты инерции: (килограммов * квадратные метры)		
Определяются в центре тяжести и выравниваются относительно системы координат вывода.		
Lxx = 5185.06	Lxy = 2138.65	Lxz = 50.23
Lyx = 2138.65	Lyy = 29050.72	Lyz = 68.69
Lzx = 50.23	Lzy = 68.69	Lzz = 31353.02
Моменты инерции: (килограммов * квадратные метры)		
Вычисляется с помощью системы координат вывода.		
lxx = 53003.05	lxy = 33591.48	lxz = 23871.74
lyx = 33591.48	lyy = 79230.6	lyz = 23109.33
lzx = 23871.74	lzy = 23109.33	lzz = 94303.01

Рис. 10. Моменты инерции модели погрузчика ПК-40, полученные в SolidWorks (ось ох - совпадает с осью вращения при опрокидывании)

Для оценки силы при учёте демпфирующих свойств, воспользуемся инструментом построения эпюр для пружин («сила воздействия») и для погрузчика ПК-40 рассчитаем усилие, равное:

$$\begin{aligned}F_y^x &= 69,8 \text{ кН, тогда} \\F_y^y &= 14,5 \text{ кН;} \\F_y^z &= 71,28 \text{ кН.}\end{aligned}$$

5. Обсуждение

Значение силы, действующей на установочный болт погрузчика ПК-40, превышает на 15% нормативное значение по ГОСТ ISO 3471-2015. Однако данный результат не учитывает количество энергии, поглощаемой защитным устройством при упругопластическом деформировании, и может быть уточнен.

Заключение

Для проведения настоящего исследования в среде SolidWorks Motion была создана приближенная модель погрузчика ПК-400 в двух вариантах. В первом варианте кабина была жёстко прикреплена к раме, во втором – были использованы соединения с упругими элементами (резиновыми прокладками).

Уклон поверхности касания колес модели соответствовал наибольшему уклону, при превышении которого погрузчик опрокинется под действием силы тяжести.

По результатам моделирования в среде SolidWorks Motion установлено, что при использовании резиновых прокладок пиковое угловое ускорение в 1,57 раза ниже, нежели без них, так как прокладки демпфировали удар, растягивая время передачи энергии, что уменьшило амплитуду.

Нагрузки при опрокидывании погрузчика оценивались методами механики с элементами теории удара, без учета пластической деформации установочных болтов.

Поэтому для адекватной оценки эффективности устройства защиты на стадии проектирования и проверки соответствия энергопоглощающих свойств конструкции нормативным требованиям безопасности, математическая модель должна обеспечивать возможность определения количества энергии, поглощаемой защитным устройством при упругопластическом деформировании.

Список литературы

1. Ха Ф. Определение параметров удара при опрокидывании кабины ROPS / Ф. Ха // Международная научно-техническая конференция «ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2022». – 2022. – № 1. – С. 140-149.
2. Скобцов И.Г. Разработка расчётных методов оценки безопасности оператора в экстремальных ситуациях работы лесных машин: дис. на соиск. уч. степ. доктора технических наук: специальность 05.21.01 «Технология и машины лесозаготовок» - Петрозаводск, 2015. - 221 с.
3. ГОСТ ISO 3471-2015 Машины землеройные. Устройства защиты при опрокидывании. Технические требования и лабораторные испытания.

АВТОРЫ

Ха Фыок Чи, студент МГТУ им. Н.Э. Баумана, fiokchi@mail.ru

Юлия Николаевна Медведева, ассистент кафедры РК-4 «Подъемно-транспортные системы»
МГТУ им. Н.Э. Баумана, uliya@bmstu.ru

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
"Integration strategy"
<http://maplants-journal.ru>*

*//Machines andPlants:Design and Exploiting.
2023. № 2. pp. 58 – 68.*

DOI:

Received: 19.01.2023

Accepted for publication: 20.03.2023

© Interntional Public Organization "Integration strategy"

Determination of stresses on set bolts during rollover of a ROPS machine

Kha Fyok Chi,
Yulia N. Medvedeva *

* uliya@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

This paper presents the calculation of the loads on the mounting bolts of the cab of the car when it overturns. The calculation was carried out on a computer in the SolidWorks Motion system. The novelty of the work consists in taking into account the damping properties of the rubber gaskets between the cab and the cab frame when determining the kinematic parameters when the machine is overturned.

Keywords: cab mounting bolts, loads on mounting bolts, cabs with ROPS system, overturning of the machine.

References

1. Ha F. Determination of impact parameters when overturning the ROPS cabin / F. Ha // International Scientific and Technical Conference "INTERSTROYMEH-2022". – 2022. – № 1. – Pp. 140-149.
 2. Skobtsov I.G. Development of computational methods for assessing operator safety in extreme situations of forest machinery operation: dis. Dr. Technology and machines of logging and Forestry sciences: 05.21.01. - Petrozavodsk, 2015. - 221 p.
 3. GOST 3471-2015 "Machines earthmoving protection devices IN case OF overturning Technical requirements and laboratory tests"
-

AUTHORS

Kha Fyok Chi, Student of Bauman Moscow State Technical University, fiokchi@mail.ru

Yulia Nikolaevna Medvedeva, Assistant of the Department "Lifting and Transport Systems" of Bauman Moscow State Technical University, uliya@bmstu.ru

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2023. № 2. С. 69 – 80.

DOI:

Представлена в редакцию: 19.01.2023

Принята к публикации: 21.03.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 338.3

Проектирование технически сложных изделий с использованием метода целевых издержек

Иванова Н.Ю.¹, Иванов С.Д.^{1*},
Шкаликова Ю.В.²

* ptm-diagnostics@yandex.ru

¹МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

²Университет прикладных наук и искусств
(Дортмунд, Германия)

В статье изложены основные положения проектирования на основе определения целевых издержек по элементам технически сложных изделий. Приведены примеры зарубежного опыта применения изложенного метода, а также перспективы его применения в российских условиях. Описан метод целевых издержек.

Метод целевых издержек проиллюстрирован на примере выпускаемого промышленного аппарата, применяемого для автоматизации строительных работ.

Проведен маркетинговый анализ, выбраны модели-конкуренты и установлена целевая цена. Составлена функциональная схема аппарата. Определены интегральная значимость основных функций и целевая стоимость элементов, реализующих эти функции.

Сделан вывод о применимости метода целевых издержек в качестве рыночного метода ценообразования и в качестве метода управления затратами на изделие на этапе проектирования.

Ключевые слова: метод целевых издержек, проектирование, технически сложные изделия, функционально-стоимостной анализ, инновационный продукт.

Введение

Теоретические основы координации маркетинговых, экономических и технических составляющих новых разработок были заложены в 80-е годы прошлого века. В том или ином виде идея ценоориентированных разработок, обеспечения взаимосвязи технических решений с потребностями клиента встречается в публикациях тех лет [1; 2]. В настоящее время идея оформилась в метод, именуемый Target Costing, метод целевых издержек или целевое калькулирование. В работе [3] методу дано следующее определение: «**Target costing** is a pricing method used by firms. It is defined as "a cost management tool for reducing the overall cost of a product over its entire life-cycle with the help of production, engineering, research and design". A target cost is the maximum amount of cost that can be incurred on a product and with it the firm can still earn the required profit margin from that product at a particular selling price. In the traditional

cost-plus pricing method, materials, labor and overhead costs are measured and a desired profit is added to determine the selling price».¹

На практике еще в 1965 году корпорация Тойота применила основные идеи данной концепции [4], а к концу прошлого – началу нынешнего века метод получил уже относительно широкое распространение [5; 6].

Что касается российской практики [7-9], то, вне сомнений, в современных условиях обеспечение долгосрочного существования и эффективного развития производственного предприятия, специализирующегося на выпуске технически сложных изделий, требует постоянной адаптации ассортимента к изменяющимся рыночным условиям с точки зрения цен и технического исполнения. Очень важно, чтобы выпускаемые изделия соответствовали требованиям покупателя, были им оценены как конкурентоспособные и экономически выгодные в эксплуатации. Маркетинг и сбыт, как правило, хорошо осведомлены о требованиях рынка, но инженерные решения часто не ориентированы на рыночные потребности, а неисполнение запросов потребителя приводит к утрате потенциальных клиентов и, как следствие, малым объемам реализации. Маркетинг и проектирование новых изделий и технологий на российских предприятиях, как правило, разобщены, и огромный потенциал повышения экономической эффективности деятельности предприятия за счет ориентации инженерных разработок на запросы рынка пока довольно слабо используется. Пока только единичные предприятия отечественной промышленности всерьез задумываются о возможности усовершенствования своей работы в этом направлении [10]. Внедрение метода целевых издержек могло бы помочь наладить взаимодействие между различными службами предприятия и повысило бы экономическую эффективность его деятельности. Зарубежные предприятия, использующие данный метод, отмечают, что он, несомненно, дает положительный эффект [11].

Методы

Кратко изложим суть метода, иллюстрируя шаги, которые необходимо сделать для того, чтобы иметь положительный результат. Опишем действия поэтапно.

Шаг 1. Исходным пунктом подготовки данных для проведения анализа является маркетинговое исследование. Перед его проведением необходимо четко представить задачи анализа и обозначить круг необходимой информации. Результаты маркетингового исследования, положенного в основу метода целевых издержек, должны дать не только целостную картину потребительских свойств продукта, затребованных потенциальными клиентами и величину целевой цены, которую они готовы заплатить за их реализацию, но и дифференцированную оценку важности свойств изделия.

Шаг 2. Проведение функционально-стоимостного анализа (ФСА) рассматриваемого изделия, лучше сразу в инверсной форме [4]. Результатом этого этапа должно стать определение соотношения стоимости элементов изделия.

Следует отметить, что элементы – это не обязательно отдельные узлы или детали. В качестве элементов часто целесообразно рассматривать их функциональные или структурные группы.

¹ Целевое калькулирование – один из методов ценообразования, используемый фирмами. Его определяют как «способ управления ценообразованием, направленный на сокращение общей стоимости товара на всем его жизненном цикле» через производство, инжиниринг, исследования и дизайн» Целевое калькулирование представляет собой расчет предельного расхода на продукцию, с которым фирма все еще может получить необходимую норму прибыли с продукта в назначенной рыночной стоимости. В традиционном же методе ценообразования «возмещение издержек плюс» для определения рыночной стоимости сначала измеряют расходы на сырье, труд, накладные расходы, а после добавляют желаемую прибыль.

Шаг 3. Определение на основе целевой цены целевой себестоимости (СЦ) изделия (формула 1), с учетом планируемой прибыли (Пи) и затрат предприятия, которые должны быть покрыты продажами рассматриваемого изделия, но к нему непосредственно не относящимися, – функциональных затрат предприятия (Зф). К функциональным затратам относятся, например, общехозяйственные затраты, распределяемые при калькулировании на изделие.

$$СЦ = ЦЦ - П_{и} - З_{ф} \quad (1)$$

Определение на основе соотношения, установленного на шаге 2, стоимости элементов изделия в рублях и отклонений от желаемой стоимости.

Шаг 4. Поиск возможных инженерных решений, приводящих к выполнению стоимостных рекомендаций с соблюдением технических требований к изделию. Отметим, что стоимостные рекомендации, как правило, выполняют в общих чертах, а не стараются уложиться в них с высокой точностью.

Результаты

Проиллюстрируем метод целевых издержек на примере усовершенствования уже выпускаемого изделия. Для наглядности будем поэтапно моделировать ситуацию и рассматривать действия по применению метода целевых издержек. Зададим следующие условия.

Российский производитель принял решение о разработке и производстве промышленного аппарата, применяемого для автоматизации строительных работ (малярные работы, побелка, циклевка и т.д.). Рынок изделий был оценен как перспективный и привлекательный, с большим потенциалом. На традиционных для предприятия региональных рынках присутствуют товары-аналоги зарубежных конкурентов. Отечественных производителей с аналогичной продукцией не выявлено. При назначении цены на изделие (8,5 тыс. руб.) руководствовались плановой калькуляцией, сделанной по традиционной методике расчета себестоимости, применяемой на предприятии (5,5 тыс. руб.), и ориентировались на цены зарубежных производителей, реализующих свою продукцию на российском рынке (~10 тыс. руб.). Маркетинговые исследования, проведенные производителем до производственного этапа, показывали хороший спрос на данный вид продукции, но фактически при осуществлении пробных продаж новинка не пользуется популярностью. Принято решение о пересмотре проекта по методу целевых издержек.

Шаг 1. Изучение характеристик и свойств изделия и анализ изделий-конкурентов.

Аппарат может выполнить технологическую операцию самостоятельно. Особенности модели:

1. Компактность.
2. Управление одной кнопкой.
3. Большой захват обрабатываемой поверхности.
4. Двухэтапная система выполнения технологической операции (первичная и вторичная).
5. Наличие информационно-контрольных датчиков.

На основе маркетингового анализа для сравнения моделей были выбраны несколько моделей-конкурентов одной ценовой группы до 10 тысяч рублей. Определены характеристики, считающиеся по мнению покупателей основными при выборе аппарата. К ним относятся: стандартное качество выполнения технологической операции, наличие полностью автоматического режима, ориентация в пространстве, датчики препятствий, объем контейнера для расходного материала (или сбора отходов, например, при циклевке), работа от

аккумулятора, типы обслуживаемых поверхностей, автоматический поиск базы (зарядного устройства), уровень шума, время зарядки аккумулятора, габариты, вес, цена.

Разработаем структурную схему аппарата (табл. 1).

Таблица 1. Структура и стоимость элементов конструкции автоматизированного устройства.

Автоматическое устройство 5385	Элементы аппарата	Стоимость, руб.
	база	498
	датчики	77
	колеса	60
	рабочий орган 1	189
	рабочий орган 2	119
	вентилятор	100
	контейнер	150
	двигатель	997
	блок управления	1997
	аккумулятор	599
	корпус	599

Рассмотрим функции аппарата и их значимость для потребителей, выявленные с помощью проведения опросов. Сначала выделим главные функции (Ф1, Ф2, Ф3, Ф4, Ф5), а затем их детализируем. В таблице 2 показана функциональная схема аппарата с указанием важности функций первого уровня (главные функции), а также второго (основные функции) в рамках исполнения функции первого уровня.

Таблица 2. Схема функциональных свойств автоматизированного устройства с определением значимости функций

Главные функции с указанием значимости	Основные функции с указанием значимости при исполнении главной функции	Интегральная значимость	
1. качество выполнения основных технологических функций 0,4	1.1 равномерность 0,8	0,32	
	1.2 стабильность 0,2	0,08	
2. самостоятельность 0,3	2.1 скорость нахождения базы 0,5	0,15	
	2.2 радиус действия 0,5	0,15	
3. обслуживание 0,1	3.1 чистка 0,2	0,02	
	3.2 удаление рабочего состава 0,4	3.2.1 простота 0,6	0,024
		3.2.2 контроль 0,4	0,016
	3.3 программирование 0,4	0,04	
	3.3.1 простота 0,8	3.3.1 простота 0,8	0,032
		3.3.2 контроль 0,2	0,008
4. экологичность 0,1	4.1 бесшумность 0,5	0,05	
	4.2 экономичность потребления 0,5	0,05	
5. транспортные характеристики 0,1	5.1 компактность 0,6	0,06	
	5.2 форма 0,3	0,03	
	5.3 вес 0,1	0,01	

В ходе выбора целевой цены на аппарат провели интернет-исследование по традиционным потребителям продукции, делавшим ранее интернет-покупки продукции предприятия. Также обратились к отзывам потребителей, тех, кто заинтересован в предлагаемом товаре. В 60% отзывов желаемая цена на аппарат указана 4000-5000 тысяч рублей. Ещё в 27% эта цена осталась прежней (8,5 тысяч рублей), при условии, что некоторые детали будут усовершенствованы (обнаружена проблема деформации трубок и потребность в увеличении технологических отверстий). Остальные 13% остались недовольны ни ценой, ни качеством изделия и заявили, что в любом случае предпочли бы другие модели и зарубежных производителей. Таким образом, с ориентацией на мнение потребителей, рекомендуемый ценовой диапазон будет составлять от 4 до 5 тысяч рублей.

Параллельно с исследованием отзывов в интернете, был произведён очный опрос покупателей фирменного магазина, сколько они готовы заплатить за аппарат с характеристиками, соответствующими рассматриваемой модели. Всего было опрошено 59 человек. По результатам опроса произведены расчёты, которые ответили на вопрос, стоит ли снижать цену на аппарат или нет. В итоге, данные анализа очных отзывов подтвердили данные интернет-опроса. Учитывая корреляцию цены и предполагаемых объемов продаж, посчитали, что выручка будет максимальной, если назначить цену от 4000 до 4500 руб.

Шаг 2. Проведение функционально-стоимостного анализа.

Функционально-стоимостной анализ помогает определить, насколько сбалансированы затраты на изготовление аппарата, выявить резервы на снижение себестоимости и определить, стоит ли вводить дополнительный элемент – базу, которая, как выяснилось на предыдущем этапе, есть у главного конкурента. ФСА решено было провести в классической, а не инверсной форме, ориентируясь на исторически сложившуюся на предприятии практику.

Рассчитаем интегральную значимость (или привлекательность) основных функций, то есть функций нижнего уровня, перемножив значимость главной функции, в которую входит рассматриваемая функция на ее значимость в рамках главной. Результат расчета показан в последнем столбце таблицы 3. Зная стоимость отдельных элементов аппарата и влияние этих элементов на функции, при помощи классического ФСА можно оценить затраты на реализацию функций. Рассчитав долю затрат, приходящуюся на исполнение каждой функции, сравниваем ее со значимостью функций.

Из таблицы 3 видно, что стоимость некоторых функций завышена в сравнении с их значимостью. Например, функция 5.3 при значимости 0,01 имеет стоимость 712 рублей, то есть удельная доля затрат составляет 0,132. Из чего делаем вывод, что необходимо пересмотреть структуру аппарата, воспользовавшись методом целевых издержек.

Шаг 3. Определение целевой стоимости элементов (целевых издержек).

В расчете по методу целевых издержек будем ориентироваться на среднее значение цены, а именно на 4500 руб. за аппарат.

Обратимся непосредственно к методу целевых затрат.

Определим через целевую прибыль целевые затраты. Так как компания имеет несколько направлений деятельности, которые приносят хорошие результаты, в качестве эксперимента она может себе позволить назначить небольшую долю прибыли. Было принято решение, что целевая маржинальная прибыль (включающая покрытие общепроизводственных и общехозяйственных расходов) может минимально составить 15% от цены. Таким образом, целевая себестоимость составит: $S_{\text{себест}} = 4500 - 0,15 \cdot 4500 = 3825$ руб.

На основе рассчитанной себестоимости и данных, полученных при работе с классическим ФСА, рассчитаем новые значения стоимости функций и комплектующих аппарата.

Таблица 3. Оценка стоимости функций и сравнение значимости функции с затратами на ее исполнение

Обозначение	Название	Блок управления	Двигатель	Аккумулятор	База	Корпус	Рабочий орган1	Контейнер	Вентилятор	Рабочий орган 2	Колёса	Датчики	Стоимость функций	Удельная доля затрат	Значимость функций
Ф1.1	Равномерность	377	106	28	45	-	47	9	-	7	-	-	619	0,115	0,32
Ф1.2	Стабильность	-	-	-	-	-	-	35	-	112	-	-	147	0,027	0,08
Ф2.1	Нахождение базы	301	-	-	363	-	-	-	-	-	-	9	673	0,125	0,15
Ф2.2	Радиус действия	188	85	114	90	-	95	-	-	-	24	2	598	0,111	0,15
Ф3.1	Чистка	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	22	22	0,004	0,02
Ф3.2.1	Простота удаления рабочего состава	-	-	-	-	163	-	71	-	-	-	-	234	0,043	0,024
Ф3.2.2	Контроль удаления рабочего состава	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	22	22	0,004	0,016
Ф3.3.1	Простота программирования	754	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	754	0,140	0,032
Ф3.3.2	Контроль программирования	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	22	22	0,004	0,008
Ф4.1	Бесшумность	-	297	-	-	-	47	-	100	-	12	-	456	0,085	0,05
Ф4.2	Экономичность	377	212	-	-	-	-	-	-	-	-	-	589	0,109	0,05
Ф5.1	Компактность	-	42	-	-	218	-	-	-	-	24	-	284	0,053	0,06
Ф5.2	Форма	-	-	-	-	218	-	35	-	-	-	-	253	0,047	0,03
Ф5.3	Вес	-	255	457	-	-	-	-	-	-	-	-	712	0,132	0,01
	Стоимость элементов	1997	997	599	498	599	189	150	100	119	60	77	5385	1,00	1,00

Сначала рассчитаем стоимость функций. Перемножим полученную целевую себестоимость на значимость (весовые коэффициенты) каждой функции.

Для примера рассмотрим Ф1.1:

$$S_{Ф1.1} = 3825 \cdot 0,32 = 1224 \text{ руб.}$$

Аналогично получим стоимости для остальных тринадцати функций.

Далее, необходимо просчитать стоимость каждого элемента.

Для этого перемножим значения весовых коэффициентов, показывающих, насколько рассматриваемый элемент участвует в исполнении функции, на полученную стоимость функции. Чтобы определить целевую стоимость элемента, доли стоимости, приходящиеся на этот элемент от каждой функции, должны быть просуммированы.

Рассмотрим, например, как рассчитывалась стоимость блока управления:

$$S_{\text{доля } \Phi 1.1} = 1224 \cdot 0,5 = 612 \text{ руб.}$$

$$S_{\text{доля } \Phi 2.1} = 573,75 \cdot 0,4 = 230 \text{ руб.}$$

$$S_{\text{доля } \Phi 2.2} = 573,75 \cdot 0,25 = 143 \text{ руб.}$$

$$S_{\text{доля } \Phi 3.3.1} = 122,4 \cdot 1 = 122 \text{ руб.}$$

$$S_{\text{доля } \Phi 4.2} = 191,25 \cdot 0,5 = 96 \text{ руб.}$$

$$S_{\text{блок управления}} = 612 + 230 + 143 + 122 + 96 = 1\,203 \text{ руб.}$$

Все данные расчета представлены в таблице 4.

Таблица 4. Расчёты целевой стоимости элементов автоматизированного устройства

Обозначение	Название	Блок управления	Двигатель	Аккумулятор	База	Корпус	Рабочий орган 1	Контейнер	Вентилятор	Рабочий орган 2	Колёса	Датчики	Стоимость функций	Значимость функций
Φ1.1	Равномерность	612	306	30	30	-	124	61	-	61	-	-	1224	0,32
Φ1.2	Стабильность	-	-	-	-	-	-	61	-	244	-	-	305	0,08
Φ2.1	Нахождение базы	230	-	-	115	-	-	-	-	-	-	229	574	0,15
Φ2.2	Радиус действия	143	114	57	28	-	118	-	-	-	57	57	574	0,15
Φ3.1	Чистка	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	77	77	0,02
Φ3.2.1	Простота удаления рабочего состава	-	-	-	-	55	-	36	-	-	-	-	91	0,024
Φ3.2.2	Контроль удаления рабочего состава	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	61	61	0,016
Φ3.3.1	Простота программирования	122	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	122	0,032
Φ3.3.2	Контроль программирования	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	31	31	0,008
Φ4.1	Бесшумность	-	135	-	-	-	19	-	28	-	9	-	191	0,05
Φ4.2	Экономичность	96	96	-	-	-	-	-	-	-	-	-	192	0,05
Φ5.1	Компактность	-	25	-	-	183	-	-	-	-	22	-	230	0,06
Φ5.2	Форма	-	-	-	-	113	-	2	-	-	-	-	115	0,03
Φ5.3	Вес	-	20	10	-	8	-	-	-	-	-	-	38	0,01
	Стоимость элементов	1 203	696	97	173	359	261	160	28	305	88	455	3825	1,00

После проведения расчётов целесообразно сравнить стоимости и определить отклонения. Сравнение представлено в таблице 5.

Таблица 5. Сравнение целевой стоимости элементов устройства и их исходной стоимости

Деталь	Исходная стоимость, руб.	Целевая стоимость, руб.	Изменение стоимости, руб.
Блок управления	1997	1203	-794
Двигатель	997	696	-301
Аккумулятор	599	97	-502
База	498	173	-325
Корпус	599	359	-240
Рабочий орган 1	189	261	72
Контейнер	150	160	10
Вентилятор	100	28	-72
Рабочий орган 2	119	305	186
Колёса	60	88	28
Датчики	77	455	378
Сумма	5385	3 825	-1 560

Отметим, что стоимость некоторых элементов целесообразно снизить, а других, наоборот, повысить, чтобы исполнять их более качественно для улучшения исполнения важных для потребителя функций. Далее проводится анализ возможностей внесения изменений в элементы аппарата с привлечением инженеров-разработчиков, специалистов по закупкам, производителей. Задача – приблизить стоимость элементов к целевой с учетом качества исполнения элементами изделия его функций.

Так, в рассматриваемом случае, можно снизить стоимость блока управления, двигателя, базы, корпуса и вентилятора, выбрав других производителей комплектующих или более дешевые материалы. Но стоимость аккумулятора до предложенного значения снижать не стоит, в противном случае, аппарат не будет работать заявленное время, что существенно снизит интерес к модели. Тем не менее можно ориентироваться на среднее значение стоимости аккумулятора.

Заключение

В результате корректировки себестоимость аппарата составила 3825 руб., что на 1560 руб. ниже, чем базовое (исходное) значение. Цена агрегата при норме прибыли 15% составила 4500 руб. Эта цена соответствует целевой цене, которая в свою очередь входила в коридор допустимых цен, сформированный на основе отзывов потребителей, от 4000 до 5000 руб.

Таким образом, метод целевых издержек может рассматриваться и как рыночный метод ценообразования, и как метод управления затратами на изделие на этапе его проектирования. Он позволяет создавать изделия, ориентированные на потребителя по своей функциональности и цене, и, при этом, дающие производителю планируемый уровень прибыли.

Список литературы

1. Кац Г.Б., Ковалев А.П. Технико-экономический анализ и оптимизация конструкций машин. – М.: Машиностроение, 1981.
2. Hiromoto T. Another hidden-Japanese Management Accounting, Harvard Business Review, 1988.
3. Schildmacher, R.J. (2021). Target Costing. In: Weiterentwicklung des Target Costing unter besonderer Berücksichtigung der Automobilindustrie. Springer Gabler, Wiesbaden. https://doi.org/10.1007/978-3-658-32838-2_2
4. Murtanto, M. (2019). Cost reduction innovation sebagai bentuk implementasi kaizen costing untuk cost competitiveness dan pencapaian target profit. In: Jurnal Akuntansi Trisakti. Volume.5 Nomor. 1 Februari 2018: 1-26. Doi :<http://dx.doi.org/10.25105/jat.v5i1.4837>
5. Target costing. – Munhen: Herausgeber Controller Verein eV, 1997.
6. Практика использования метода целевых затрат в США. Аналитические материалы Института Контроллинга при НП «Объединение контроллеров // Контроллинг №2(14) 2005. – С. 2-9
7. Миллер, Л. З. Таргет-костинг и кайзен-костинг как элементы управления целевой себестоимостью / Л. З. Миллер // Профессия бухгалтера - важнейший инструмент эффективного управления сельскохозяйственным производством : Сборник научных трудов по материалам VII Международной научно-практической конференции, посвященной памяти проф. В.П. Петрова, Казань, 21–22 мая 2019 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2019. – С. 177-182. – EDN MCVBID.
8. Куницкая, Е. В. Target costing - система целевого управления затрат инновационного продукта / Е. В. Куницкая, Д. А. Белоусова, К. И. Ивлиева, Е. А. Карамышева // World science: problems and innovations : сборник статей XV Международной научно-практической конференции: в 4 частях, Пенза, 30 ноября 2017 года. Том Часть 2. – Пенза: "Наука и Просвещение" (ИП Гуляев Г.Ю.), 2017. – С. 98-101. – EDN ZVWZNX.
9. Куницкая, Е. В. Калькулирование себестоимости инновационного продукта на основе на основе target-costing / Е. В. Куницкая, А. П. Умнов, Д. Р. Федулаев // Студент года 2018 : сборник статей VII Международного научно-исследовательского конкурса. В 2 частях, Пенза, 10 декабря 2018 года / Ответственный редактор Г.Ю. Гуляев. Том Часть 2. – Пенза: МЦНС «Наука и Просвещение», 2018. – С. 10-13. – EDN YRBLDN.
10. Popovychenko, I. V. Application of function cost analysis and network scheduling in logistics cost management / I. V. Popovychenko, К. О. Spiridonova // Intellectualization of Logistics and Supply Chain Management. – 2020. – No 2(2). – P. 65-77. – DOI 10.46783/smart-scm/2020-2-5. – EDN OFSIGE.
11. Бурганов, Р. А. Функционально-стоимостной анализ как востребованный метод анализа финансовой деятельности фирмы / Р. А. Бурганов, О. А. Колобынина // Финансовый менеджмент. – 2018. – № 6. – С. 15-21. – EDN VOMMPA.

АВТОРЫ

Иванова Надежда Юрьевна, кандидат экономических наук, доцент кафедры «Экономика и организация производства» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, kurs281@mail.ru.

Иванов Сергей Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент каф. «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, ptm-diagnostics@yandex.ru, ORCID 0000-0002-7912-609X.

Шкаликова Юлия Владимировна, инженер-менеджер, магистрант по программе European Master in Project Management (M. A.) Университета прикладных наук и искусств, г. Дортмунд, ул. Сонненстрабе, д. 100, 44139, Германия.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2023. № 2. pp. 69 – 80.

DOI:

Received: 19.01.2023

Accepted for publication: 21.03.2023

© International Public Organization “Integration strategy”

Designing technically complex products using the target costing method

Nadezhda Yu. Ivanova¹,
Sergey D. Ivanov^{1*},
Julia V. Shkalikova²

* ptm-diagnostics@yandex.ru

¹Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

²University of Applied Sciences and Arts,
Dortmund, Germany

The article outlines the main points of design based on the definition of target costing for the components of technically complex products. Examples of foreign experience in the application of the method are given. The prospect for the method application in domestic conditions is described. The method of target costing is described. The target costing method is illustrated on the example of the improvement of an already manufactured industrial device used to automate construction work. A number of competitor models in the same price group were selected based on a marketing analysis. The functional-cost analysis determines the integral importance of the main functions. Based on the calculated cost and function-cost analysis, the new value of the functions and components of the apparatus were calculated. The conclusion about the applicability of the target cost method is given.

Keywords: target costing method, design, technically complex products, functional-cost analysis, innovative product.

References

1. Kats G.B., Kovalev A.P. Technical and economic analysis and optimization of machine designs. - Moscow: Mashinostroenie, 1981.
2. Hiromoto T. Another hidden-Japanese Management Accounting, Harvard Business Review, 1988.
3. Schildmacher, R. J. (2021). Target costing. In: Weiterentwicklung des Target Costing unter besonderer Berücksichtigung der Automobilindustrie. Springer Gabler, Wiesbaden. https://doi.org/10.1007/978-3-658-32838-2_2.
4. Murtanto, M. (2019). Cost reduction innovation sebagai bentuk implementasi kaizen costing untuk cost competitiveness dan pencapaian target profit. In: Jurnal Akuntansi Trisakti. Volume.5 Nomor. 1 Februari 2018: 1-26. Doi :<http://dx.doi.org/10.25105/jat.v5i1.4837>
5. Target costing. – Munhen: Herausgeber Controller Verein eV, 1997.

6. Practice of using the target costing method in the USA. Analysis materials of the Controlling Institute at the Nonprofit Partnership "Controllers Association" //Controlling No 2(14) 2005. - P. 2-9

7. Miller, L.Z. Target-costing and kaizen-costing as elements of target cost management / L.Z. Miller // Accounting profession - the most important tool for effective management of agricultural production : collection of scientific papers on materials of the VII International Scientific-Practical Conference devoted to the memory of Prof. V.P. Petrov, Kazan, May 21-22, 2019. - Kazan: Kazan State Agrarian University, 2019. - P. 177-182. - EDN MCVBID.

8. Kunitskaya, E.V. Target costing - system of target cost management of innovative product / E.V. Kunitskaya, D.A. Belousova, K.I. Ivlieva, E.A. Karamysheva // World science: problems and innovations : collection of articles of the XV International scientific and practical conference: in 4 parts, Penza, November 30, 2017. Volume Part 2. - Penza: "Nauka i Prosveshchenie" (IP Gulyaev G.Yu.), 2017. - P. 98-101. - EDN ZVWZNX.

9. Kunitskaya E.V., Umnov A.P., Fedulaev D.R. Costing of an innovative product on the basis of target-costing / E.V. Kunitskaya, A.P. Umnov, D.R. Fedulaev // Student of the Year 2018 : collection of articles of the VII International Research Contest. In 2 parts, Penza, December 10, 2018 / Editor in Chief G.Yu. Gulyaev. Volume Part 2. - Penza: ICSU "Science and Education", 2018. - P. 10-13. - EDN YRBLDN.

10. Popovychenko, I.V. Application of function cost analysis and network scheduling in logistics cost management / I.V. Popovychenko, K.O. Spiridonova // Intellectualization of Logistics and Supply Chain Management. – 2020. – No 2(2). – P. 65-77. – DOI 10.46783/smart-scm/2020-2-5. – EDN OFSIGE.

11. Burganov, R.A. functional-value analysis as a demanded method of analysis of financial activity of the firm / R.A. burganov, O.A. Kolobynina // Financial Management. - 2018. - № 6. - P. 15-21. - EDN VOMMPA.

AUTHORS

Nadezhda Yu. Ivanova, Candidate of Economic Sciences, Associate Professor of the department « Economics and organization of production » of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, kurs281@mail.ru

Sergey D. Ivanov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the department "Lifting and transport systems" of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, ptm-diagnostics@yandex.ru, ORCID 0000-0002-7912-609X.

Julia V. Shkalikova, engineer-manager, master's student of the European Master in Project Management (M. A.) program at the University of Applied Sciences and Arts, Dortmund, 100 Sonnenstrabe Str., 44139, Germany.

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2023. № 2. С. 81 – 96.

DOI:

Представлена в редакцию: 19.01.2023

Принята к публикации: 14.03.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 621.86

Объективная информация о работе подъемно-транспортных машин как основа повышения качества информационных систем грузообрабатывающих предприятий

Иванова Н.Ю.¹, Иванов С.Д.¹,
Надеженков С.А.², Назаров А.Н.^{1*}

* alexnazavr@yandex.ru

¹МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

²ПАО «ТрансКонтейнер» (Москва, Россия)

Рассмотрен вопрос получения первичной информации и ее применения для обеспечения безопасной и эффективной работы машин и оборудования грузообрабатывающего предприятия.

Проанализирован опыт применения автоматизированного безлюдного комплекса Container Terminal Altenwerder в г. Гамбурге (Германия). Выявлены трудности при создании подобных комплексов, из-за которых полностью автоматизированные системы не получили широкого применения.

В качестве примера более распространенного подхода частичной автоматизации приведен опыт применения системы дистанционного мониторинга грузоподъемных кранов компанией ПАО «ТрансКонтейнер». Выявлена проблема, связанная с обеспечением объективности и доступности первичной информации в режиме реального времени.

Изложены принципы построения информационно-управляющей системы. Предложена многоуровневая иерархическая структура системы, элементарной ячейкой которой является отдельная грузоподъемная машина, оснащенная техническими средствами получения и передачи первичной информации. Сбор данных по всем машинам обособленного подразделения предназначен для принятия оперативных решений. Анализ и обобщение информации от обособленных подразделений на вышележащих уровнях служит для принятия управленческих решений по планированию финансовых, материальных и трудовых ресурсов предприятия (стратегическое планирование).

Предложен алгоритм обработки данных для определения интенсивности работы грузоподъемного оборудования.

Ключевые слова: информационно-управляющая система, корпоративная информационная система, безопасность грузоподъемных машин, первичная информация, интенсивность работы оборудования, эксплуатация оборудования.

Благодарности: авторы статьи выражают свою благодарность сотрудникам кафедры «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана и коллективу ПАО «ТрансКонтейнер» за их помощь, рекомендации, ценные замечания и критику.

Введение

Информационно-управляющие робототехнические системы (ИУРТС), как разновидность автономно действующих аппаратно-программных средств, известны со второй половины прошлого века [1]. Но даже при современном уровне развития техники и информационных технологий, остается дискуссионным вопрос экономической эффективности таких систем, что ограничивает их широкое распространение в промышленности [2]. Тем не менее, анализ интермодальных транспортно-логистических процессов, реализуемых операторами, показал наличие их заинтересованности в применении комплексных информационно-управляющих систем [3-5]. Создание таких информационных систем основано на технологиях цифровизации информационных потоков предприятия на всех уровнях управления. Такой подход реализован в различных корпоративных информационных системах, прежде всего класса ERP (Enterprise Resource Planning), интегрирующих информацию о производственной деятельности, процессах управления трудовыми ресурсами, финансового управления с целью оптимизации ресурсов предприятия посредством программной обработки информации.

Данная статья посвящена разработке структуры информационно-управляющей системы, охватывающей каждую единицу технологического оборудования и все уровни управления деятельностью грузообработывающего предприятия, и обеспечивающей повышение промышленной безопасности и экономической эффективности.

Анализ опыта применения информационно-управляющих систем в процессах грузообработки

Для крупных грузообработывающих предприятий, использующих подъемно-транспортное оборудование, одним из перспективных направлений развития является внедрение систем удаленной диспетчеризации [6], представляющих программно-технологический комплекс, нацеленный на повышение эффективности применения оборудования и обеспечение его безопасной эксплуатации [7]. Использование такой системы делает возможным автоматизированный анализ всей необходимой информации о параметрах работы применяемого оборудования в реальном времени. Важным результатом такого анализа является предупреждение операторов о приближении регистрируемых параметров к своим предельным значениям, что позволит своевременно предпринимать корректирующие действия и предотвращать наступление аварийных режимов, случаев нарушения технологической дисциплины и их последствий. При этом эффективность управления повышается, если становятся доступными важные, но ранее не использовавшиеся источники информации, их автоматическая обработка и доведение до соответствующих служб.

Системы удаленной диспетчеризации могут стать основой для создания автоматизированных комплексов, работающих по безлюдной технологии. Примеры полной автоматизации производств и сложных логистических процессов с применением ИУРТС уже есть в мировой практике. Как отмечалось, в порту г. Гамбурга, Германия, около пятнадцати лет функционирует полностью автоматизированная транспортная логистическая система

терминала Container Terminal Altenwerder, остающаяся на сегодняшний день одной из самых современных [8-10].

Время обработки груза в порту Гамбурга стремятся неуклонно сокращать, поэтому мощности погрузочно-разгрузочных терминалов постоянно увеличивают. Это влечет за собой высокий уровень инвестиций, необходимость изменений инфраструктуры и автоматизации транспорта. При этом судовладельцы стремятся сохранять стабильную стоимость транспортировки грузов: объем контейнерных перевозок год от года растет, и порт, в условиях жесткой конкуренции со стороны других европейских портов, вынужден постоянно повышать производительность погрузочно-разгрузочных работ, снижая затраты. Таким образом, создание полностью автоматизированного контейнерного терминала – Container Terminal Altenwerder – стало принятой стратегией развития Гамбургского порта [11]. Однако при реализации данной стратегии пришлось столкнуться с серьезными трудностями в финансовой, технической и социальной сферах. Без учета предварительных исследований непосредственно на создание Container Terminal Altenwerder ушло около трех лет. Процесс запуска автоматического терминала от момента начала планирования занял более 20 лет. Было затрачено около 900 млн. евро. При сокращении сотрудников пришлось решать социальные задачи: для каждого сокращаемого сотрудника PR-службой была разработана индивидуальная «траектория развития» с учетом возраста, опыта, пожеланий работника.

Обработка грузов в Гамбургском порту осуществляется с использованием данных, вводимых в информационную систему порта на основании сопроводительных документов (масса и другие характеристики груза), а также внутренней информации порта: корабль, на котором груз будет отправлен к месту назначения, номер складского блока, где груз размещен [12]. Складской блок автоматизирован частично, погрузка-разгрузка с автотранспорта и железнодорожных составов подразумевает присутствие человека, в частности, для позиционирования контейнеровоза. Мостовые перегружатели, работающие в складском блоке, оснащены системой технического зрения, измеряющей дистанцию до контейнера. При неблагоприятных, но не критичных погодных условиях (например, туман), включаются прожекторы, позволяющие электронике производить измерения. Ход работ сотрудники порта контролируют на дисплее, то есть, по сути, в автоматизированной системе машинисты крана работают в офисе [13]. Контроль температуры в контейнерах-рефрижераторах, находящихся на складе, осуществляется автоматически. Если отмечается отклонение в 1С°, то инженер проверяет энергообеспечивающие установки и устраняет неисправность. Если это по каким-то причинам невозможно, то груз размещается в специальном терминале-рефрижераторе до решения вопроса с контейнером.

Береговая линия Container Terminal Altenwerder полностью автоматизирована, технология безлюдная. Со стороны воды все краны работают без машиниста. При загрузке контейнеровоза предварительно составляются списки порядка загрузки контейнеров по критерию стабильности судна. Для повышения скорости загрузки краны береговой линии оснащены двумя транспортирующими машинами: одна поднимает груз с причальной стенки и переносит его на судно, другая помещает груз внутрь корабля. При новой организации загрузки производительность работ повысилась в два раза.

Со склада и на склад контейнеры перемещают автоматические кары, оснащенные считывающими устройствами, улавливающими сигналы с 18 ближайших датчиков-транспондеров, вмонтированных в асфальт. Если транспортному средству нужна заправка, то команда поступает автоматически. Кар подъезжает к заправочной станции, автоматически присоединяется шланг, происходит заправка, и кар продолжает работу. Норматив расхода топлива на перевозку контейнера фиксирован, неэкономичные транспортные средства своевременно отправляют в ремонт, заменив их резервными.

Такие примеры, как Container Terminal Altenwerder, безусловно, показательны. За годы реализации стратегии полной автоматизации доказана жизнеспособность данной идеи и подтверждена конкурентоспособность избранной бизнес-модели. С другой стороны, этот пример является единичным, и широкого распространения указанная концепция не получила [14].

Наиболее же распространенной концепцией является частичная автоматизация некоторых процессов: передачи информации, ведения бухгалтерии, управления складом и т.д. Это предполагает встраивание программных платформ в организационную структуру предприятия [15].

Универсальные программные продукты, служащие основой корпоративных информационных систем, хорошо известны, отлажены и постоянно совершенствуются разработчиками. Однако их общей уязвимостью является зависимость от достоверности и точности исходных данных. Таким образом, объективность первичной информации становится ключевым моментом формирования систем поддержки принятия решений, ориентированных на руководителей различных уровней управления, а также иных лиц, принимающих решения на предприятии.

Довольно часто реально работающие корпоративные информационные системы страдают низким качеством исходных данных [16]. Данные по работе подъемно-транспортного оборудования не являются исключением. Так, например, ПАО «ТрансКонтейнер» [17,18] имеет опыт применения системы дистанционного мониторинга грузоподъемных кранов фирмы «Технорос» [19]. Несмотря на заявленный перечень предоставляемой информации, важной для работы предприятия (грузопоток, загрузка оборудования, потребление энергии, выработка ресурса и др.), полученный результат нельзя считать полностью успешным [20]. В первую очередь это связано с отсутствием подтвержденной точности предоставляемой и расчетной информации. Указанная точность зависит от степени адекватности выбранной расчетной модели и объективности первичной информации.

Требования к первичной информации

В работе [16] приведены экспериментальные оценки достоверности определения параметров работы подъемно-транспортных машин (ПТМ) при использовании серийно выпускаемых приборов-регистраторов параметров работы. Показано, что погрешность результатов прямых измерений (например, нагрузка в цикле, число рабочих циклов) составляет 20-25%. А расчетные значения (например, остаточный ресурс) могут иметь ошибку 100%. Важно отметить, что требования к оценке достоверности информации, накапливаемой регистратором параметров работы грузоподъемных кранов, впервые введены лишь в 2015 году ГОСТ 33713-2015¹. Однако, во-первых, данный документ носит рекомендательный характер, а во-вторых, вопрос соответствия ныне выпускаемых приборов данному ГОСТу остается открытым (экспериментальные оценки показали превышение регламентируемой ошибки 3% [16]), в том числе из-за отсутствия единой принятой методики оценки такого соответствия.

Проанализировав существующие подходы к созданию информационно-технических систем, применяемых в грузоподъемной технике, и выявив тенденции их развития, авторы

¹ГОСТ 33713-2015 Краны грузоподъемные. Регистраторы параметров работы. Общие требования. Введ. 2017-04-01. – Москва: Стандартинформ, 2016. – 20 с.

предлагают уделить особое внимание вопросам получения первичной информации. В связи с этим выделены следующие требования:

- объективизация первичной информации о характере работы каждой единицы технологического оборудования за счет внедрения в его конструкцию технических средств объективного контроля (датчикового оснащения);
- оценка достоверности первичной и расчетной информации за счет применения компьютерной обработки. Повышение достоверности достигается за счет дублирования источников информации о наиболее значимых технологических параметрах и последующего сравнения;
- повышение точности первичной информации, основанной на особенностях протекающих процессов;
- доступность информации в режиме реального времени за счет построения автоматической системы обработки и передачи информации без участия человека. Каждое производственное предприятие имеет локальную информационную сеть, использование ресурсов которой позволит ускорить передачу информации об условиях эксплуатации, минимизировать ошибки, внедрить методики управления, основанные на актуальных параметрах работы оборудования.

Принципы построения и функционирования информационно-управляющей системы

Рассмотренные выше факторы позволяют перейти к принципам построения и функционирования информационно-управляющей системы грузообрабатывающего предприятия. Повышение безопасности работы грузоподъемных машин на современном уровне должно осуществляться на всех стадиях их эксплуатации. Информация о параметрах работы оборудования должна быть доступна для всех подразделений с учетом их полномочий. Это может быть достигнуто построением многоуровневой иерархической структуры, учитывающей особенности организационного устройства грузообрабатывающего предприятия. При этом элементарной ячейкой системы на нижнем уровне является отдельная грузоподъемная машина, оснащенная техническими средствами сбора и передачи информации о технических параметрах и реальных условиях ее работы. На данном уровне элементы информационно-управляющей системы интегрированы в системы безопасности машин и выступают в роли ассистента оператора, запрещаая действия, ведущие к превышению паспортных характеристик и нарушениям технологического процесса.

Сбор данных по всем машинам и единицам оборудования обособленного производственного подразделения в локальном информационном центре позволит удаленно контролировать их техническое состояние [21]. Данный уровень предназначен для принятия оперативных решений на всех этапах эксплуатации. Потребителями информации данного уровня являются службы эксплуатации и ремонта, управления складом, отдел снабжения, экономический отдел подразделения.

Следующий уровень иерархии информационно-управляющей системы объединяет все обособленные подразделения [22] и служит для принятия управленческих решений по планированию и распределению финансовых, материальных и трудовых ресурсов предприятия.

Количество уровней иерархии может быть произвольным, при этом высший уровень предназначен для поддержки выработки стратегических решений административно-хозяйственной деятельности организации.

Таким образом, иерархическая информационно-управляющая система обладает важным свойством встраиваемости и адаптируемости к особенностям предприятия, на котором предполагается ее использование (рис. 1).

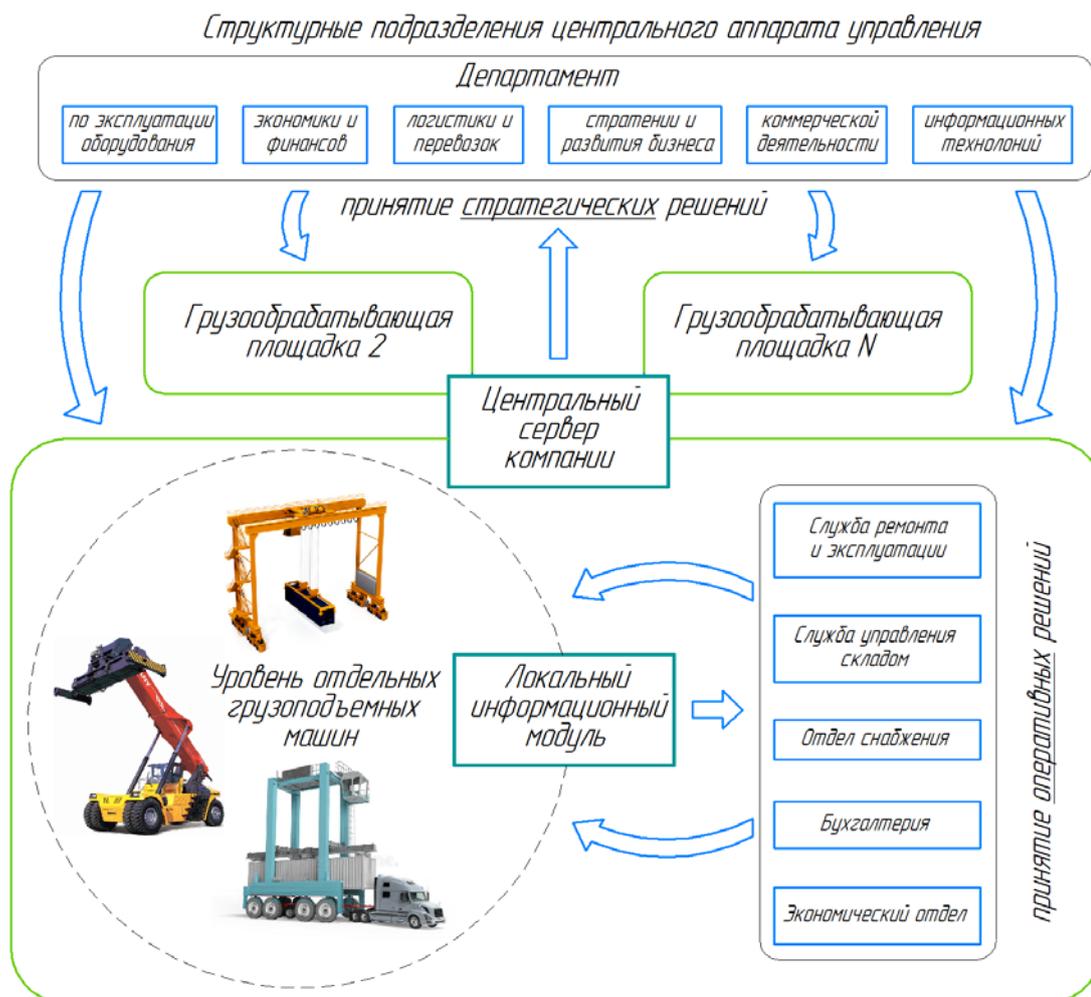


Рис. 1. Схема информационно-управляющей системы.

Источником первичной информации для функционирования всей системы в целом является каждая единица применяемой грузоподъемной техники. Для оценки интенсивности ее работы предлагается использовать текущее характеристическое число N_t , установленное ГОСТ 33713-2015.

Этот показатель является мерой ресурса грузоподъемного оборудования на текущий момент и определяется с учетом всех рабочих циклов, выполненных от начала эксплуатации, и значений масс грузов, поднятых в каждом рабочем цикле. Значения показателя определяются по формуле, приведенной в ГОСТ 33713-2015:

$$N_t = \sum_{n=1}^{n=C_t} \left(\frac{P_n}{P_{max}} \right)^3, \quad (1)$$

где N_t – текущее характеристическое число;

C_t – число рабочих циклов от начала эксплуатации до текущего момента;

P_n – максимальное значение фактической нагрузки на грузозахватном органе подъемного оборудования в n -ом рабочем цикле;

P_{max} – номинальная грузоподъемность.

Целесообразность оценки интенсивности работы грузоподъемного оборудования с помощью показателя N_t обусловлена очевидными преимуществами, а именно:

- объективностью метода, лишенного субъективного фактора, влияния которого невозможно избежать при применении методик экспертной оценки;
- разработанностью и адаптированностью подхода к условиям применения на подъемных сооружениях (ФНП №461, РД 10-112-5-97, ГОСТ 33713-2015);
- понятным физическим смыслом, который характеризует израсходованный ресурс.

В соответствии с изложенным оценка интенсивности должна производиться на основе обработки информации о каждом рабочем цикле грузоподъемного оборудования (рис. 2):

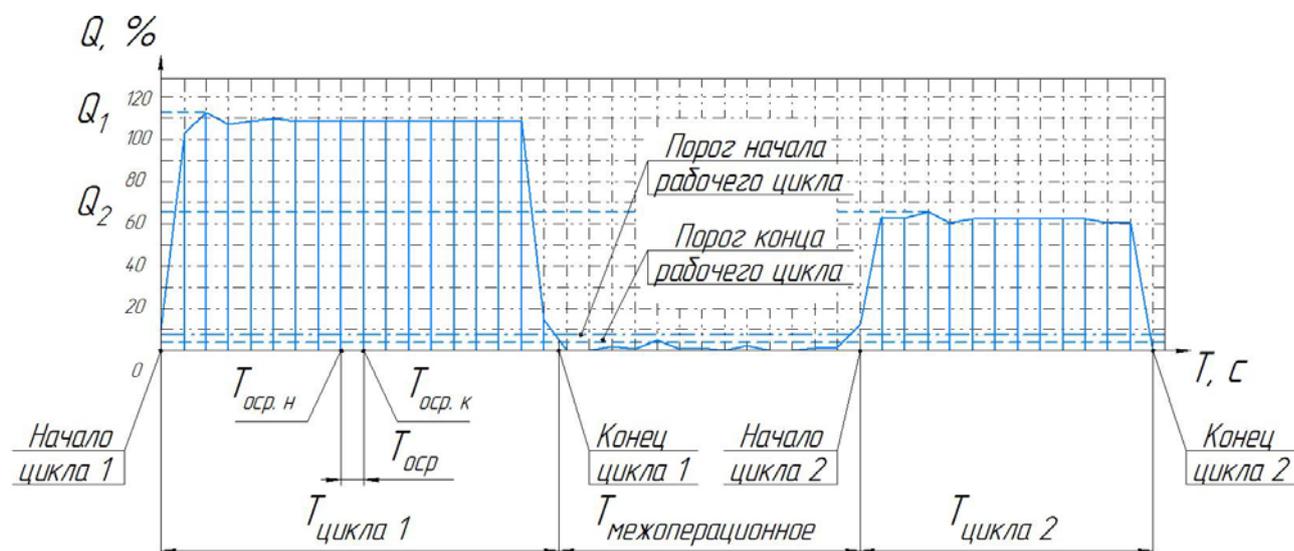


Рис. 2. Иллюстрация основных параметров записи цикла нагружения подъемного крана.

Значимыми параметрами рабочего цикла являются: уровень нагрузки и продолжительность цикла. Приведенные параметры являются исходными для информационно-управляющей системы. Поэтому столь важна точность их определения. В настоящее время считаем целесообразным установить требования к погрешности определения массы поднимаемого груза на уровне $\pm 3\%$. На практике основным затруднением является выделение динамической нагрузки при работе механизма и соответствующий переход от определяемой нагрузки на элементы конструкции к величине расчетной массы груза. Данную задачу, не решенную до настоящего времени в серийно выпускаемых отечественных приборах безопасности, предложено решить за счет внедрения специальной компьютерной обработки. Имеющиеся на сегодняшний день апробированные технические решения, полученные в результате совместной работы кафедры «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана и ЗАО «ИТЦ «КРОС», описаны в [23,24].

Вопросы определения длительности рабочего цикла, а также разделения рабочих операций на основные, подготовительные и вспомогательные, равно как определение направления обрабатываемого грузопотока, не могут быть решены на основе традиционных технических средств оснащения грузоподъемных кранов.

Представляется целесообразным применение новых источников информации, в частности систем технического зрения (СТЗ), как наиболее информативных и ставших доступными на сегодняшний день техническими средствами. Несмотря на развитость СТЗ в других областях, для грузоподъемных машин (ГПМ) это решение является новым.

Проведенные предварительные работы показывают высокий потенциал и практическую применимость предлагаемого решения.

Разумеется, для получения полной информации о характере работы машины подобным образом должны быть проанализированы рабочие циклы применительно к каждому ее механизму: подъем, передвижение моста, передвижение тележки, другие процессы, характерные для конкретной машины.

Решение каждой конкретной задачи в предлагаемой системе требует рассмотрения рабочих циклов каждой машины на различных временных интервалах. Так, с точки зрения защиты машины от воздействия недопустимой нагрузки, должен рассматриваться каждый отдельный рабочий цикл. Для расчета сроков проведения обслуживающих мероприятий при скользящем методе планирования системы планово-предупредительных работ [25] должен быть рассмотрен межсервисный интервал. Для вопросов планирования загрузки оборудования и распределения грузопотоков устанавливается период планирования, для решения вопросов определения возможных сроков эксплуатации оборудования – весь период работы машины, для учета отклонения текущих показателей интенсивности использования оборудования по сравнению с плановыми – период с начала планового периода до текущего момента. Данная информация должна обновляться в режиме реального времени.

Соответствующая обработка циклограмм работы ГПМ осуществляется поэтапно. В качестве примера на рис. 3 приведена однодневная циклограмма контейнерного крана, установленного на грузообатывающей площадке компании «ТрансКонтейнер» в г. Екатеринбурге.

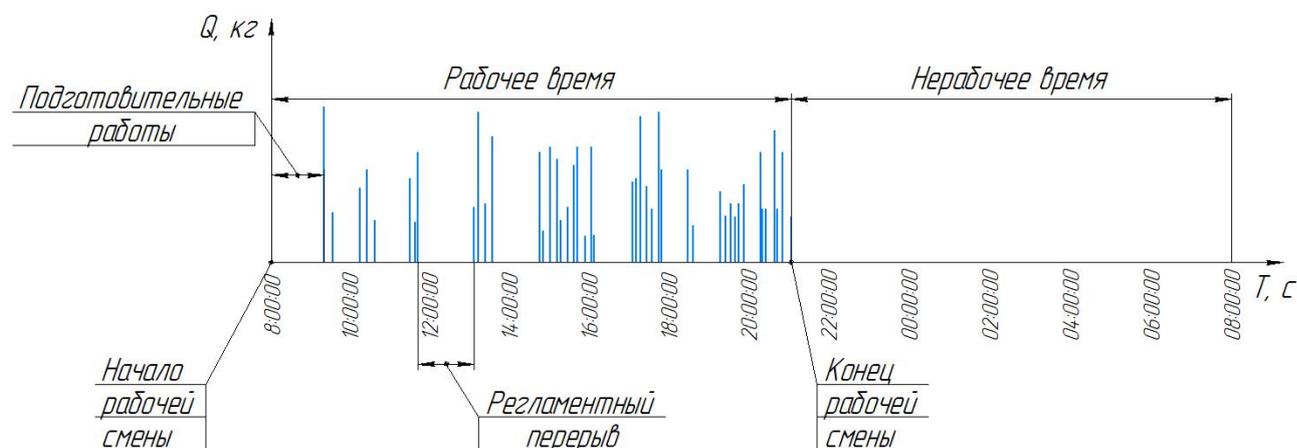


Рис. 3. Экспериментальная циклограмма работы контейнерного крана за сутки.

Обработка циклограммы работы ГПМ включает следующие этапы.

1. Первичная обработка. На данном этапе: убираются участки переходных процессов, нагрузка в цикле заменяется на одно значение, соответствующее максимальной нагрузке. Осуществляется сравнение циклов нагрузки с типовыми циклами, соответствующими специфике работы данного крана, и несоответствующие отфильтровываются.
2. Удаляется вся избыточная информация, к которой относится время простоев и время нагружения крана. Таким образом, остается лишь информация об изменении нагрузки на кран. Происходит переход от астрономического времени к циклам нагружения крана.
3. Производится изменение порядка следования циклов с целью приведения диаграммы нагружения крана к виду, описанному в методике ИСО 4301:

$$Q_{i-1} \geq Q_i \geq Q_{i+1}, \quad (2)$$

По такой диаграмме возможно оценить интенсивность работы крана с каждым типом грузов за все время его эксплуатации.

4. Построение аппроксимирующей функции, описывающей распределение нагрузки, которое является характеристикой работы конкретного крана в данном технологическом процессе.

Графически этапы обработки циклограммы работы ГПМ показаны на рис. 4.

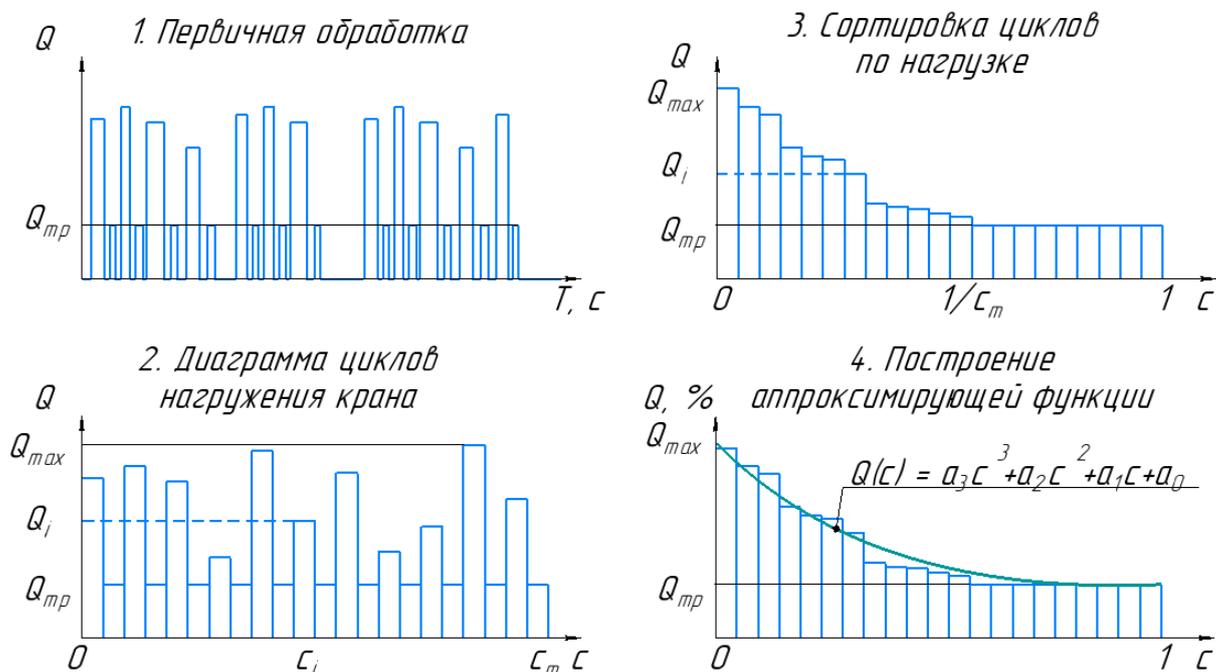


Рис. 4. Этапы обработки данных о работе крана для определения показателей интенсивности его работы. $Q_{тр}$ – масса траверсы, Q_{max} – максимальная допустимая нагрузка на кран, c_t – рассматриваемое число циклов нагружения, $Q(c)$ – аппроксимирующая функция нагрузки, a_0, \dots, a_3 – коэффициенты аппроксимирующей функции третьего порядка.

Определение показателей работы крана: коэффициента распределения нагрузки (k_p) и характеристического числа (N_t), соответствующего фактическому режиму работы крана, – осуществляется по формулам:

$$k_p = \int_0^1 Q(c)dc, \quad (3)$$

$$N_t = k_p \cdot c_t, \quad (4)$$

где $Q(c)$ – функция нагрузки, определенная на этапе 4;

c_t – число циклов нагружения крана, найденное на этапе 2.

Заключение

Таким образом, представлен подход к построению информационной системы, предназначенной для использования в хозяйственной деятельности грузообработывающего предприятия на всех уровнях организации его работы, начиная от обеспечения работоспособности отдельных механизмов конкретной единицы грузоподъемного оборудования, до принятия управленческих решений на уровне высшего менеджмента предприятия с целью повышения эффективности его работы. Объективная первичная и обобщенная информация, предоставляемая системой структурным подразделениям

предприятия, позволит организовать безопасную и безаварийную эксплуатацию оборудования, его рациональную загрузку и планирование технического обслуживания, ремонта и материально-технического обеспечения. Дальнейшее развитие системы на основе новейших технологий позволит автоматизировать логистические задачи по распределению грузопотока как между отдельными единицами оборудования, так и между организационными структурами.

Существующий потенциал развития в проведении работ по совмещению предложенной системы с ERP-системами повысит эффективность применения каждой из них.

Введенными в 2021 году ФНП² в области промышленной безопасности правилами безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения утвержден подход к обеспечению безопасности на основе оценки индивидуального риска для конкретного опасного производственного объекта. Предложенная система, располагающая наиболее полным набором объективной и оперативной информации, наилучшим образом отвечает данным требованиям.

Список литературы

1. Шабанов А.П. Инновации: от устройств обмена информацией до интегрированных систем управления. Часть 3 - интегрированные системы управления робототехническими объектами // Системы управления, связи и безопасности. 2016. №4. С. 214-260.
2. Стуров, А. Ю. Подход к оценке экономической эффективности информационно-управляющих систем / А. Ю. Стуров, М. С. Кувшинов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Экономика и менеджмент. – 2020. – Т. 14. – № 3. – С. 108-116. – DOI 10.14529/em200312. – EDN HPWACA.
3. Перспективы развития контейнерной транспортно-технологической системы // Морские контейнерные перевозки : Монография. – Москва : ООО "МОРКНИГА", 2019. – С. 354-384. – EDN BRKQJL.
4. Палагин, Ю. И. Интермодальные транспортно-логистические процессы. Экспедирование, технологии, оптимизация / Ю. И. Палагин, В. А. Глинский, А. И. Мочалов. – Санкт-Петербург : Издательство "Политехника", 2019. – 367 с. – ISBN 978-5-7325-1141-3. – DOI 10.25960/7325-1141-3. – EDN PXZGGF.
5. Куренков, П. В. Полимодальная логистика: история, проблемы, перспективы / П. В. Куренков, С. П. Вакуленко, Ю. О. Пазойский // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. – 2022. – № 3. – С. 3-7. – DOI 10.36535/0236-1914-2022-03-1. – EDN PNCQGC.
6. Короткий А.А., Демьянов А.А., Демьянов А.А. Система дистанционного мониторинга технических объектов // Мир транспорта. 2020. №5. С. 110-121.
7. Разработка системы мониторинга состояния грузоподъемных механизмов / В. В. Мокшин, И. М. Якимов, А. П. Кирпичников, Л. М. Шарнин // Вестник Технологического университета. – 2017. – Т. 20. – № 19. – С. 75-81. – EDN ZXFIVR.
8. Port of hamburg [Электронный ресурс]. // Режим доступа: <https://www.hafen-hamburg.de/> (дата обращения: 18.04.2021)

² Приказ Ростехнадзора от 26.11.2020 N 461 "Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения" (Зарегистрировано в Минюсте России 30.12.2020 N 61983)

9. Менеджмент инновационных процессов: материалы стажировки /под общ. ред. Е.Н. Лобачевой, И.Н. Омельченко. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 160 с. ISBN 978-5-7038-3255-4
10. Shcherbinin, N. V. Modern technologies in container traffic / N. V. Shcherbinin // *Asia-Pacific Journal of Marine Science & Education*. – 2021. – Vol. 11. – No 1. – P. 86-95. – EDN ARCVDU.
11. Каркаева N., Gurzhiy A., Maydanova S. Digital platform for maritime port ecosystem: port of Hamburg case // *Transportation Research Procedia*. 2021. Vol. 54. P. 909-917. DOI: 10.1016/j.trpro.2021.02.146
12. Малышев, Н. В. К вопросу роботизации тыловых контейнерных терминалов / Н. В. Малышев, Е. К. Коровяковский // *Бюллетень результатов научных исследований*. – 2020. – № 1. – С. 15-25. – DOI 10.20295/2223-9987-2020-1-15-25. – EDN EAJDAH.
13. Slesarchuk, A. O. The analysis of logistic activity in seaports of Russia and the countries of Europe using the example of the Port of Ust-Luga and the Port of Hamburg / A. O. Slesarchuk, A. V. Pokrovskiy // *Youth science week : Collection of Scientific Articles*, Москва, 20 февраля – 01 2019 года. – Москва: Российский экономический университет имени Г.В. Плеханова, 2019. – P. 91-97. – EDN JYVBVW.
14. Семенов, Д. Е. Об особенностях развития сети контейнерных терминалов в Европе / Д. Е. Семенов // *Научные горизонты*. – 2021. – № 2(42). – С. 120-124. – EDN CASYAI.
15. А.М. Карминский, С.Г. Фалько, А.А. Жевага, Н.Ю. Иванова. Контроллинг: учебник; под ред. А.М. Карминского, С.Г. Фалько. - М.: Финансы и статистика, - 336 с.. 2006
16. Иванова Н.Ю., Иванов С.Д. Формирование информационной базы для уточнения расчета остаточного ресурса и улучшения методики планирования ремонтов подъемно-транспортного оборудования с использованием приборов безопасности – регистраторов параметров (на примере кранов) // *Всероссийская научно-практическая конференция «Цифровая экономика: технологии, управление, человеческий капитал» МГТУ СТАНКИН*. Москва, 2019 год. С. 236-241.
17. ПАО «ТрансКонтейнер» [Электронный ресурс]. // Режим доступа: <https://trcont.com/the-company> (дата обращения 18.04.2021)
18. Мурзаева, Л. С. Оценка экономической эффективности инвестиционного проекта "модернизация производственного оборудования ПАО "Трансконтейнер" / Л. С. Мурзаева // *Актуальные вопросы современной науки: теория, технология, методология и практика : Сборник статей по материалам II Международной научно-практической конференции, Уфа, 03 апреля 2020 года*. – Уфа: Общество с ограниченной ответственностью "Научно-издательский центр "Вестник науки", 2020. – С. 99-104. – EDN AMJZKZ.
19. Технорос [Электронный ресурс]. // Режим доступа: <https://tehnoros.ru/> (дата обращения 18.04.2021)
20. Выбор схемы организации работы контейнерного терминала / Я. Я. Эглит, К. Я. Эглите, М. А. Шаповалова, К. А. Кирносов // *Транспортное дело России*. – 2021. – № 6. – С. 144-147. – DOI 10.52375/20728689_2021_6_144. – EDN WLROVF.
21. Совершенствование устройств архивации и трансляции параметров работы грузоподъемных кранов / В. А. Алексанкин, Л. С. Каминский, Ф. Л. Каминский [и др.] // *Современные научные исследования и инновации*. – 2017. – № 2. – С. 60-69. – EDN YHVLKL.
22. Вторичная обработка информации из устройств архивации и трансляции параметров работы грузоподъемных кранов / В. А. Алексанкин, Л. С. Каминский, Ф. Л. Каминский [и др.] // *Современные научные исследования и инновации*. – 2017. – № 2. – С. 103-107. – EDN YHVLNN.

23. Михальчик, Н. Л. Определение динамических параметров крана для построения полуавтоматической системы настройки прибора-ограничителя грузоподъемности / Н. Л. Михальчик // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы : Сборник докладов XXIII Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых, Москва, 04 апреля 2019 года. – Москва: Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, 2019. – С. 543-546. – EDN UJMDRV.
 24. Михальчик Н.Л., Иванов С.Д. Построение весоизмерительной системы путем расширения функционала электронного регистратора параметров работы мостового крана // Всероссийская научно-практическая конференция «Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта» Институт новых материалов и технологий Уральского Федерального университета им. Б.Н. Ельцина. Екатеринбург, 6 декабря 2019г. <http://hdl.handle.net/10995/80555>
 25. Семенов В.М., Козырев В.И., Акбердин Р.З. Интенсификация производственных процессов. Техническое обслуживание производства / В.М. Семенов, В.И. Козырев, Р.З. Акбердин и др.; Под общ. ред. В.М. Семенова. М.: Машиностроение – 1993.
-

АВТОРЫ

Иванова Надежда Юрьевна, кандидат экономических наук, доцент, доцент каф. «Экономика и организация производства» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, kurs281@mail.ru.

Иванов Сергей Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент каф. «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, ptm-diagnostika@yandex.ru, ORCID 0000-0002-7912-609X.

Надеженков Сергей Анатольевич, заместитель технического директора, ПАО «ТрансКонтейнер», г. Москва, Оружейный пер., д. 19, 125047, Россия.

Назаров Александр Николаевич, аспирант, ассистент каф. «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, alexnazavr@yandex.ru, ORCID 0000-0002-8039-4331.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
"Integration strategy"
<http://maplants-journal.ru>*

//Machines andPlants:Design and Exploiting.
2023. № 2. pp. 81 – 96.

DOI:

Received: 19.01.2023

Accepted for publication: 14.03.2023

© Interntional Public Organization "Integration strategy"

Objective information about the operation of lifting and transport machines as a basis for improving the quality of information systems of cargo handling enterprises

Nadezhda Yu. Ivanova¹,
Sergey D. Ivanov¹,
Sergey A. Nadezhenkov²,
Aleksandr N. Nazarov¹ *

* alexnazavr@yandex.ru

¹Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

²PJSC «TransContainer», Moscow, Russian
Federation

The issue of obtaining primary information and its application to ensure the safe and efficient operation of the equipment of the cargo processing enterprise is considered.

The analysis of trends in the operation of lifting machines is carried out. The experience of using the automated unmanned Container Terminal Altenwerder complex in Hamburg has been analyzed. Difficulties in the creation of such complexes, which do not allow fully automated systems to become widespread, are highlighted.

As an example of a more widespread approach of partial automation the experience of using the system of remote monitoring of load-lifting cranes by the PJSC "TransContainer" is given. The problem related to the quality of primary information is revealed.

The principles of construction of the information and management system are presented. The multi-level hierarchical structure of the system is justified. An elementary unit of the system is a separate hoisting machine with technical means of gathering and forming of primary information. Collection of data on all machines of a separate unit is intended for making operational decisions. The upper level combines units and serves to make managerial decisions on planning of financial, material and labor resources of the enterprise (strategic planning).

A data processing algorithm is proposed to determine the intensity of work of lifting equipment.

Keywords: information and management system, corporate information system, safety of hoisting machines, primary information, intensity of equipment operation, equipment operation.

Acknowledgements: the authors express their gratitude to the employees of the Department "Lifting and Transport Systems" of N.E. Bauman Moscow State Technical University and the team of PJSC "TransContainer" for their help, recommendations, valuable comments and criticism.

References

1. Shabanov A.P. Innovations: from information exchange devices to integrated control systems. Part 3 - integrated control systems for robotic objects // Control, communication and security systems. 2016. №4. P. 214-260.
2. Sturov A. Yu. Approach to assessing the economic efficiency of information and control systems / A. Sturov, M. S. Kuvshinov // Bulletin of South Ural State University. Series: Economics and Management. - 2020. - № 3. - P.108-116. - DOI 10.14529/em200312. - EDN HPWACA.
3. Prospects for the development of the container transport-technological system // Marine container transportation : Monograph. - Moscow : MORKNIGA Ltd, 2019. - P.354-384. - EDN BRKQJL.
4. Palagin, Y. I. Intermodal transport and logistics processes. Forwarding, technology, optimization / Y. I. Palagin, V. A. Glinsky, A. I. Mochalov. - St. Petersburg : Publishers "Polytechnika", 2019. - 367. - ISBN 978-5-7325-1141-3. - DOI 10.25960/7325-1141-3. - EDN PXZGGF.
5. Kurenkov, P. V. Polymodal logistics: history, problems, prospects / P. V. Kurenkov, S. P. Vakulenko, Y. O. Pazoyskiy // Transport: science, technology, management. Scientific information collection. - 2022. - № 3. - P.3-7. - DOI 10.36535/0236-1914-2022-03-1. - EDN PNCQGC.
6. Korotkiy A.A., Demyanov A.A., Demyanov A.A. System of remote monitoring of technical objects // Transport World. 2020. №5. pp 110-121.
7. Development of monitoring system for lifting devices / V. V. Mokshin, I. M. Yakimov, A. P. Kirpichnikov, L. M. Sharnin // Bulletin of the University of Technology. - 2017. - № 19. - P.75-81. - EDN ZXFIVR.
8. Port of hamburg [Electronic resource]. //access mode: <https://www.hafen-hamburg.de/> (date of access: 18.04.2021)
9. Management of Innovative Processes: Internship Materials / ed. by E.N. Lobacheva, I.N. Omelchenko. - Moscow: Publishing house of the Bauman Moscow State Technical University, 2009. - 160. ISBN 978-5-7038-3255-4
10. Shcherbinin, N. V. Modern technologies in container traffic / N. V. Shcherbinin // Asia-Pacific Journal of Marine Science & Education. - 2021. - Vol. 11. - No 1. - P. 86-95. - EDN ARCVDU.
11. Kapkaeva N., Gurzhiy A., Maydanova S. Digital platform for maritime port ecosystem: port of Hamburg case // Transportation Research Procedia. 2021. Vol. 54. P. 909-917. DOI: 10.1016/j.trpro.2021.02.146
12. Malyshev, N.V. To the question of robotization of rear container terminals / N.V. Malyshev, E.K. Korovyakovsky // Bulletin of Scientific Research Results. - 2020. - № 1. - P.15-25. - DOI 10.20295/2223-9987-2020-1-15-25. - EDN EAJDAH.
13. Slesarchuk, A. O. The analysis of logistic activity in seaports of Russia and the countries of Europe using the example of the port of Ust-Luga and the port of Hamburg / A. O. Slesarchuk, A. V. Pokrovskiy // Youth science week : Collection of Scientific Articles, Moscow, February 20 - 01, 2019. - Moscow: Plekhanov Russian University of Economics, 2019. - P. 91-97. - EDN JVYBVW.
14. Semenov, D. E. On the peculiarities of the development of the network of container terminals in Europe / D. E. Semenov // Scientific Horizons. - 2021. - № 2(42). - P. 120-124. - EDN CASYAI.
15. A.M. Karminskiy, S.G. Falko, A.A. Zhevaga, N.Y. Ivanova. Controlling: textbook; ed. by A.M. Karminsky, S.G. Falco. - Moscow: Finance and Statistics, - 336 p. 2006.

16. Ivanova N.Y., Ivanov S.D. Formation of an information base to refine the calculation of residual life and improve the methodology of planning repairs of lifting and transport equipment using safety devices - parameter recorders (on the example of cranes) // All-Russian scientific and practical conference "Digital economy: technology, management, human capital" MSTU STANKIN. Moscow, 2019. – P. 236-241.
17. PJSC "TransContainer". [Electronic resource]. // Mode of access: <https://trcont.com/the-company> (date of access 18.04.2021).
18. Murzaeva L. S. Assessment of economic efficiency of the investment project "modernization of production equipment of PJSC "TransContainer" / L. S. Murzaeva // Actual issues of modern science: theory, technology, methodology and practice: Proceedings of II International Scientific and Practical Conference, Ufa, April 03, 2020. - Ufa: Limited Liability Company Scientific-Publishing Center "Vestnik Nauki", 2020. - P. 99-104. - EDN AMJZKZ.
19. Technoros [Electronic resource]. // Mode of access: <https://tehnoros.ru/> (date of reference 18.04.2021)
20. Choice of scheme of container terminal's work organization / J.J. Eglit, K.J. Eglit, M.A. Shapovalova, K.A. Kirnosov // Transportnoe Delo Rossii. - 2021. - № 6. - P. 144-147. - DOI 10.52375/20728689_2021_6_144. - EDN WLROVF.
21. Improvement of archiving and broadcasting devices of load-lifting cranes / V. Aleksankin, L. Kaminsky, F. Kaminsky [etc.] // Modern scientific research and innovations. - 2017. - № 2. - P. 60-69. - EDN YHVLKL.
22. Secondary processing of information from archiving and broadcasting devices of crane operation parameters / V. A. Aleksankin, L. S. Kaminsky, F. L. Kaminsky [etc.] // Modern Scientific Research and Innovations. - 2017. - № 2. - P. 103-107. - EDN YHVLNN.
23. Mikhalchik, N.L. Determination of dynamic parameters of a crane to build a semi-automatic system for adjusting the load-limiting device / N.L. Mikhalchik // Lifting and transport, construction, road, track machines and robotic complexes : Collection of reports of XXIII Moscow international interuniversity scientific and technical conference of students, graduate students, postgraduates and young scientists, Moscow, April 04, 2019. - Moscow: National Research Moscow State Construction University, 2019. - P. 543-546. - EDN UJMDRV.
24. Mikhalchik N.L., Ivanov S.D. Construction of weight-measuring system by extending the functionality of the electronic recorder of the parameters of an overhead crane // All-Russian scientific and practical conference "Innovative development of machinery and technologies of land transport" Institute of new materials and technologies of the Ural Federal University named after B.N. Yeltsin. Yekaterinburg, December 6, 2019. <http://hdl.handle.net/10995/80555>.
25. Semenov V.M., Kozyrev V.I., Akberdin R.Z. Intensification of production processes. Technical maintenance of production / V.M. Semenov, V.I. Kozyrev, R.Z. Akberdin et al; Edited by V.M. Semenov. M.: Mashinostroenie - 1993.

AUTHORS

Nadezhda Yu. Ivanova, Candidate of Economic Sciences, Associate Professor of the department « Economics and organization of production » of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, kurs281@mail.ru

Sergey D. Ivanov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the department "Lifting and transport systems" of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, ptm-diagnostika@yandex.ru, ORCID 0000-0002-7912-609X.

Sergey A. Nadezhenkov, Deputy Technical Director, PJSC «TransContainer», Moscow, Oruzheyny per. 19, 125047, Russia.

Alexander N. Nazarov, post-graduate student, assistant of the department "Lifting and transport systems" of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, alexnazavr@yandex.ru, ORCID 0000-0002-8039-4331.