

Влияние угла наклона экскаватора на запас прочности трака гусеницы

М.Г. Рахутин✉, В.Х. Симба Наваррете

Университет МИСИС, г. Москва, Российская Федерация

✉ rahutin.mg@misis.ru

Резюме: В процессе эксплуатации траки (звенья) гусеницы карьерных экскаваторов заменяются 15–30 раз. Основной причиной отказов являются различные несоответствия, допускаемые при их изготовлении. На вероятность отказа влияют вариации параметров материала, значений максимального напряжения и параметры конструкции, характеризующие коэффициентом запаса прочности. С использованием компьютерного моделирования в «SolidWorks simulation» на примере карьерного экскаватора P&H 4100-ХРС было проанализировано изменение напряжений и коэффициента запаса прочности, возникающее при попадании куска породы под трак. Определены эпюры распределения максимальных значений напряжений в зависимости от значений углов продольного наклона в диапазоне от 0 до 12° и поперечного наклона от 0 до 4,5°. Установлено, что изменение угла продольного наклона практически не влияет на значение коэффициента запаса прочности в отдельных точках трака, а при угле поперечного наклона 4,5° коэффициент запаса прочности уменьшается в 3,8 раз до значения 1,1. Проанализировано влияние толщины основания трака в диапазоне от 30 до 70 мм на максимальное напряжение, значение коэффициента запаса прочности и металлоемкость. Предложено изменение конструкции – увеличение толщины основания трака до 60 мм, повышающее значение коэффициента запаса прочности и снижающее риск поломки, возникающий при поперечном наклоне экскаватора из-за наезда гусеницы на кусок породы. Предложен показатель, учитывающий относительное изменение минимальных значений коэффициента запаса прочности и максимального напряжения в различных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: карьерный экскаватор, трак гусеницы, угол наклона экскаватора, коэффициент запаса прочности, максимальное напряжение, компьютерное моделирование нагрузки

Для цитирования: Рахутин М.Г., Симба Наваррете В.Х. Влияние угла наклона экскаватора на запас прочности трака гусеницы. *Горная промышленность*. 2023;(2):141–146. <https://doi.org/10.30686/1609-9192-2023-2-141-146>

Effect of the shovel's tilt angle on the safety factor of its caterpillar tracks

M.G. Rakhutin✉, V.G. Simba Navarrete

MISIS University, Moscow, Russian Federation

✉ rahutin.mg@misis.ru

Abstract: During the life time of a mining shovel its caterpillar tracks are replaced 15-30 times. The main cause of failures is various inconsistencies caused during their manufacture. The probability of failure is affected by variations in the material properties, the values of maximum stress and the design parameters characterized by the safety factor. With the help of simulation in SolidWorks using the P&H 4100-ХРС mining shovel as an example, we analyzed the changes in stresses and safety factor caused by a piece of rock getting under the shovel's track. The maximum stress distribution diagrams were plotted as a function of the longitudinal tilt within 0 to 12° and the lateral tilt within 0 to 4.5°. It has been found that at certain points of the track, the change of the longitudinal tilt angle has practically no effect on the safety factor value, while the safety factor decreases by 3.8 times to 1.1 when the lateral tilt angle is 4.5°. The effect of the track plate thickness ranging from 30 to 70 mm on the maximum stress, the value of the safety factor and the specific amount of metal per structure has been analyzed. A design change is proposed that consists in increasing the thickness of the track plate up to 60 mm which increases the safety factor and reduces the risk of failure due to the lateral tilt of the excavator caused by running the track over a piece of rock. An indicator is proposed which accounts for the relative change in minimum safety factor and maximum stress under different operating conditions.

Keywords: mining shovel, caterpillar track, shovel's tilt angle, safety factor, maximum stress, computer load simulation

For citation: Rakhutin M.G., Simba Navarrete V.G. Effect of the shovel's tilt angle on the safety factor of its caterpillar tracks. *Russian Mining Industry*. 2023;(2):141–146. <https://doi.org/10.30686/1609-9192-2023-2-141-146>

Введение

Эффективность работы карьера во многом определяется надежностью работы экскаваторов [1–3], которая, в свою очередь, зависит от используемых узлов и элементов [4–6]. Ходовое оборудование является системой экскаватора, испытывающей высокие нагрузки, в которой самыми уязвимыми элементами являются траки гусениц, надежность которых непосредственно влияет на простой экскаватора, и зависит от качества изготовления и горнотехнических условий эксплуатации [7; 8].

Основными причинами отказов траков являются качество изготовления – наличие микро- и макротрещин, отклонение свойств материала траков от заявляемых, что вызывает хрупкое разрушение [9; 10]. В процессе эксплуатации экскаватора трак заменяется от 15 до 30 и более раз, поэтому выявление факторов, влияющих на его надежность, является актуальной задачей, решение которой позволит повысить безотказность траков и более точно планировать необходимое количество запасных частей.

В работах, посвященных компьютерному моделированию параметров конструкции и действующих нагрузок на траки [11–13], такой фактор, как наличие под траком куска породы, задающего поперечный или продольный углы наклона, не учитывался, хотя величина нагрузки, действующей на отдельные участки при различных углах наклона, может отличаться в несколько раз и, соответственно, коэффициент запаса прочности может достигать недопустимо низких значений.

Анализ напряженного состояния и коэффициента запаса прочности трака карьерных экскаваторов в зависимости от значений поперечного угла наклона при попадании под гусеницы кусков породы позволит более точно их проектировать и прогнозировать наработку. Предложено увеличение толщины основания трака, позволяющее снизить вероятность его поломки при наезде гусеницы на кусок породы.

Методы

В статье с использованием компьютерного моделирования в программе «SolidWorks simulation» проведен анализ действующих нагрузок и коэффициентов запаса прочности трака карьерного экскаватора P&N 4100-XPC¹, находящегося под определенным углом продольного или поперечного наклона, в случае попадания под гусеницы куска породы. Модель нагрузки, действующей на трак, при продольном угле наклона β представлена на рис. 1.

Величина продольного угла наклона находится в диапазоне от 0 до 12°. На рис. 2 представлена модель нагрузки, действующей на трак, находящийся под поперечным углом наклона α из-за наличия куска породы между его основанием и поверхностью почвы. Анализируемый поперечный угол находится в диапазоне от 0 до 4,5°. На опорный каток действует вертикальная нагрузка, являющаяся частью веса экскаватора $F = 830$ кН.

Для наиболее нагруженного случая при поперечном наклоне экскаватора промоделировано действие нагрузки на трак при изменении толщины основания в диапазоне от 30 до 70 мм. При моделировании использовались параметры наиболее широко применяемой для изготовления траков стали 110Г13Л – стали Гатфильда, имеющей предел текучести 310–350 МПа.

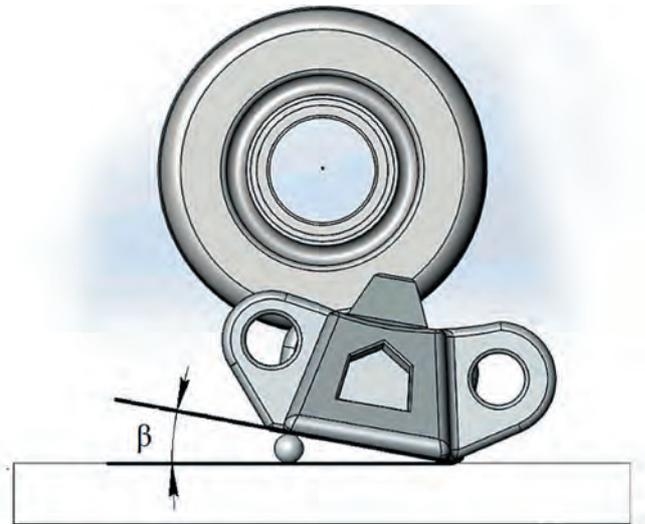


Рис. 1
Модель нагрузки трака при продольном угле наклона

Fig. 1
A track loading model for the longitudinal tilt angle

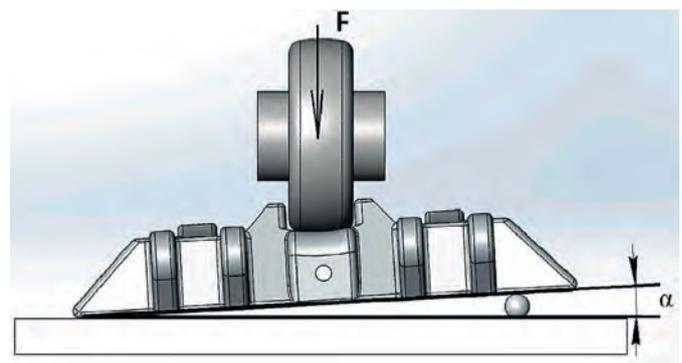


Рис. 2
Модель нагрузки трака при поперечном угле наклона

Fig. 2
A track loading model for the lateral tilt angle

Обсуждение результатов

Эпюры распределения максимальных значений напряжений и коэффициента запаса прочности для продольного угла наклона 12° представлены на рис. 3.

В результате компьютерного моделирования были получены максимальные значения напряжений и коэффициентов запаса прочности для различных продольных углов наклона трака. Полученные результаты представлены в табл. 1.

Из полученных результатов следует, что при изменении продольного угла наклона значение максимальных напряжений и коэффициента запаса прочности изменяются незначительно. Также на рис. 3 наглядно видно, что максимальные значения напряжения находятся в зоне проушин, при этом анализ полученных данных показал фактическое отсутствие зависимости от угла наклона, а также отсутствие мест с коэффициентом запаса прочности $n < 2,8$.

На основе полученных в результате компьютерного моделирования данных можно прийти к выводу, что изменение продольного угла наклона гусеницы при попадании

¹ P&N Mining Equipment, Inc. Operator Manual 4100-XPC. 2014. 393 p. Available at: <https://dokumen.tips/documents/manual-ph-4100-xpc.html?page=1>

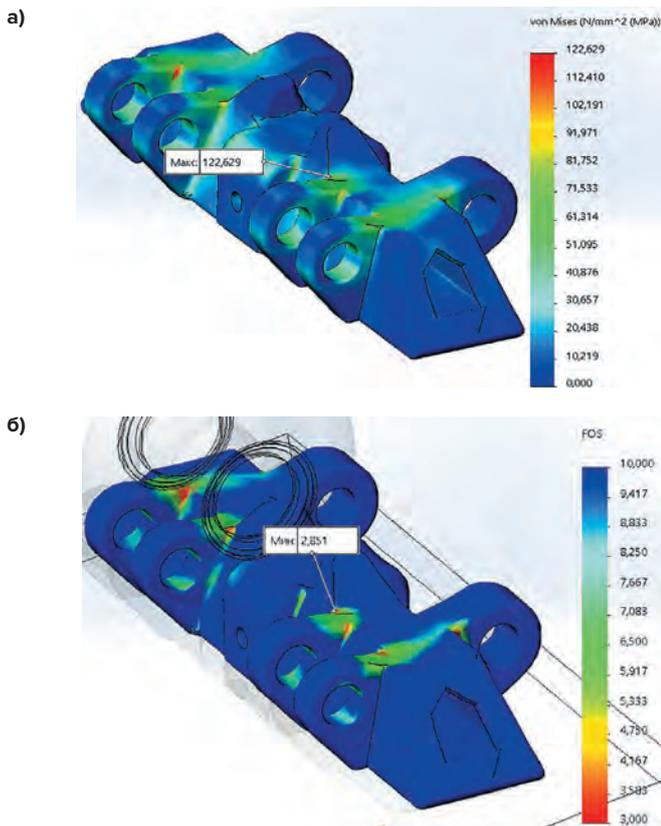


Рис. 3
Эпюра распределения:
а – максимального
напряжения; б – коэффициента
запаса прочности при угле
продольного наклона 12°

Таблица 1
Максимальное напряжение и
коэффициент запаса прочности
для углов продольного
наклона

Угол продольного наклона β , град	Максимальное напряжение σ_{max} , МПа	Коэффициент запаса прочности n
0	111,3	3,06
4	114,2	2,97
8	119,1	2,85
12	122,6	2,78

под него кусок породы практически не влияет на надёжность трака. Полученный результат объясняется тем, что зона контакта трака с куском породы находится под наиболее усиленной частью трака.

Рассмотрим случай, когда попадание куска породы под гусеницу вызывает поперечный наклон экскаватора. На рис. 4 представлены эпюры распределения максимальных значений напряжений и коэффициента запаса прочности для поперечного угла наклона 3,5°. В данном примере видно, что максимальные значения напряжения находятся в зоне контакта куска породы, основания гусеничного трака и опорного катка с беговой дорожкой. При поперечном наклоне экскаватора $\alpha = 3,5^\circ$ минимальное значение коэффициента запаса прочности $n = 1,25$, при угле поперечного наклона экскаватора $\alpha = 4,5^\circ$ минимальное значение коэффициента запаса прочности принимает значение $n = 1,1$.

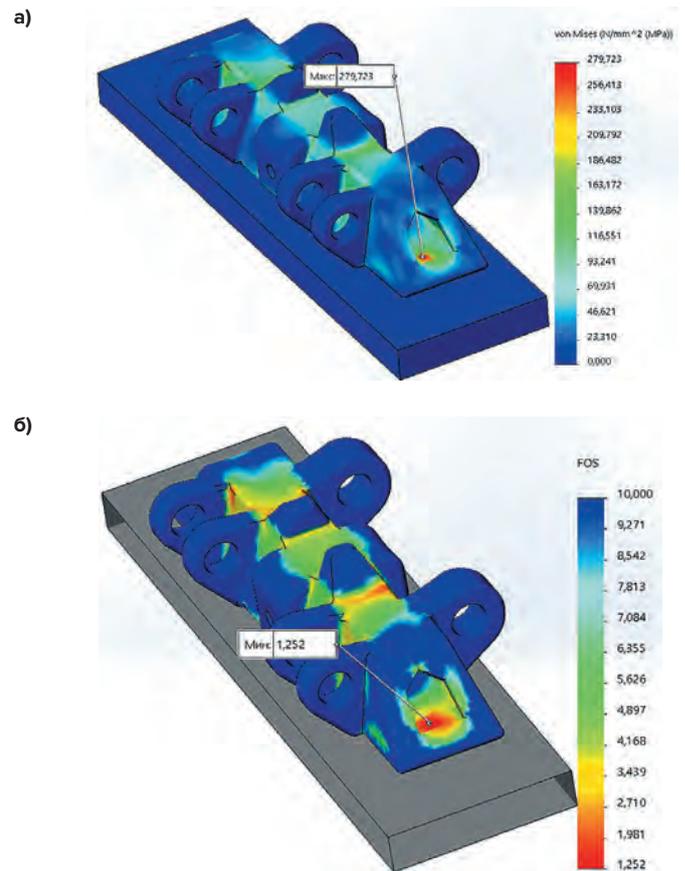


Рис. 4
Эпюры распределения:
а – максимального
напряжения; б – коэффициента
запаса прочности при угле
поперечного наклона 3,5°

Таблица 2
Максимальное напряжение и
коэффициент запаса прочности
для углов продольного
наклона

Угол поперечного наклона, α , град	Максимальное напряжение σ_{max} , МПа	Коэффициент запаса прочности n
0	77	4,2
0,5	205	1,65
1,50	235	1,44
2,50	248	1,37
3,50	279	1,25
4,50	293	1,1

Полученные с использованием компьютерного моделирования значения максимального напряжения и коэффициента запаса прочности в зависимости от угла поперечного наклона представлены в табл. 2.

Зависимости максимального напряжения и коэффициента запаса прочности от поперечного угла наклона экскаватора в результате попадания куска породы под гусеницу представлены на рис. 5.

Следует отметить, что полученные значения ресурса и коэффициента запаса прочности не учитывают качества

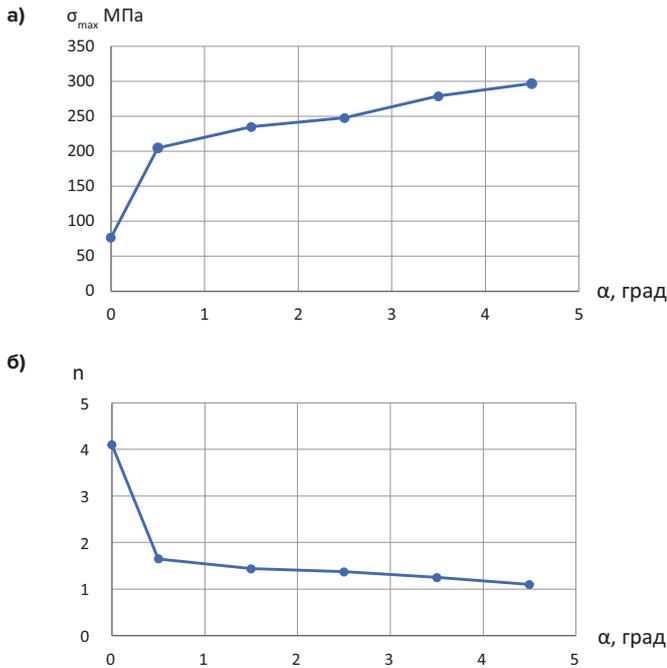


Рис. 5
Зависимость от угла поперечного наклона: а – максимального напряжения; б – коэффициента запаса прочности

Fig. 5
Dependence of the angle of inclination on: а) the maximum stress; б) the safety factor

изготовления траков, в первую очередь это дефекты изготовления, которые, по имеющимся исследованиям [14; 15], являются основной причиной отказов траков. В связи с этим полученные в результате компьютерного моделирования значения коэффициента запаса прочности можно считать их верхней границей.

Одним из способов повышения коэффициента запаса прочности является увеличение толщины основания трака. Для повышения минимального значения коэффициента запаса прочности, наблюдаемого при угле наклона 4,5°, было промоделировано изменение коэффициента запаса прочности в рассматриваемом случае при изменении толщины основания трака от 30 до 70 мм. На рис. 6 представлены эпюры распределения максимального напряжения и коэффициента запаса прочности при толщине основания $a = 30$ мм.

Полученные с использованием компьютерного моделирования значения максимального напряжения и коэф-

Таблица 3
Максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности для различных значений толщины основания трака

Table 3
The maximum stress and the safety factor for the different track plate thickness

Толщина основания трака a , мм	Максимальное напряжение σ_{max} , МПа	Минимальный коэффициент запаса прочности n	Изменение коэффициента запаса прочности, %	Масса трака, кг	Изменение массы трака, %
30	527	0,66	-58	1175	-4,9
40	389	0,89	-23	1205	-2,4
50	303	1,15	0	1235	0
60	240	1,45	+26	1265	+2,4
70	215	1,6	+39	1296	+4,9

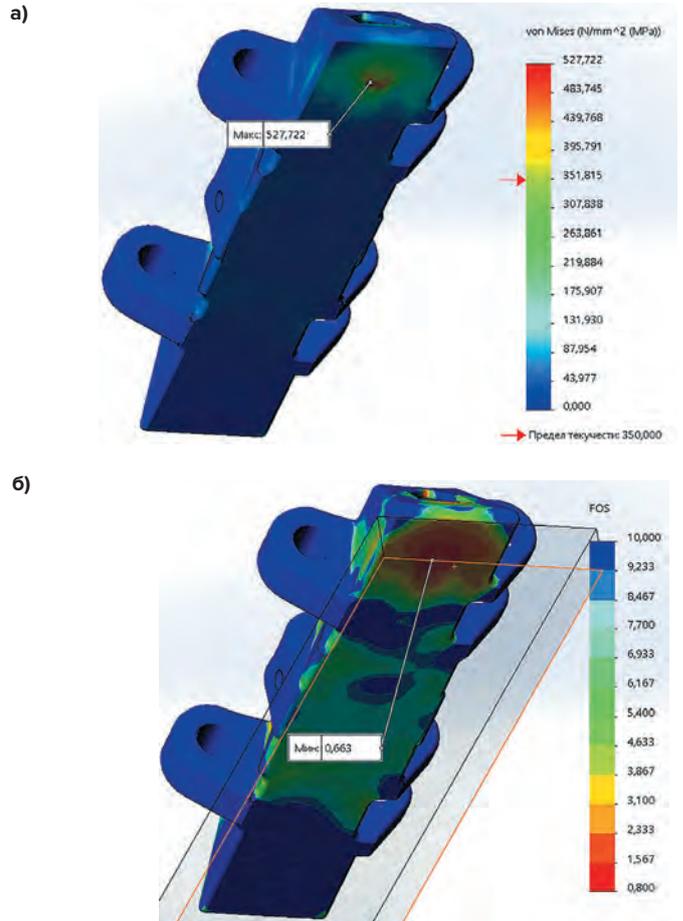


Рис. 6
Эпюры распределения: а – максимального напряжения и б – коэффициента запаса прочности при толщине основания ($a = 30$ мм)

Fig. 6
A distribution diagram of: а – the maximum stress and б – the safety factor for the base thickness ($a = 30$ mm)

фициента запаса прочности в зависимости от толщины основания трака представлены в табл. 3. Изменение коэффициентов запаса прочности массы трака дано относительно толщины основания, равной 50 мм.

Зависимости максимального напряжения и коэффициента запаса прочности от толщины основания трака представлены на рис. 7.

Как наглядно видно из значений, представленных в таблице, и графических зависимостей, наиболее рациональное значение толщины основания трака составляет 60 мм, при этом запас прочности относительно базового исполнения увеличивается на 26% и принимает значение, равное $n = 1,45$, при увеличении массы трака лишь на 2,4%.

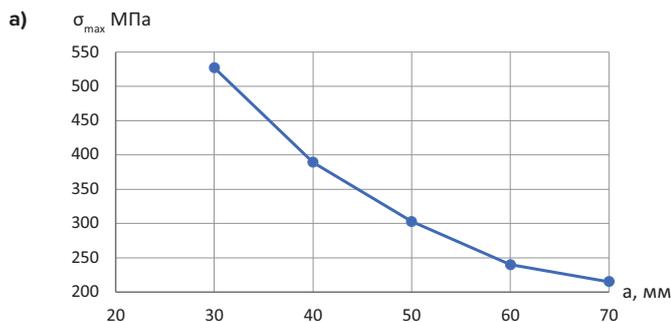


Рис. 7
Зависимость от толщины основания трака:
а – максимального напряжения; б – коэффициента запаса прочности

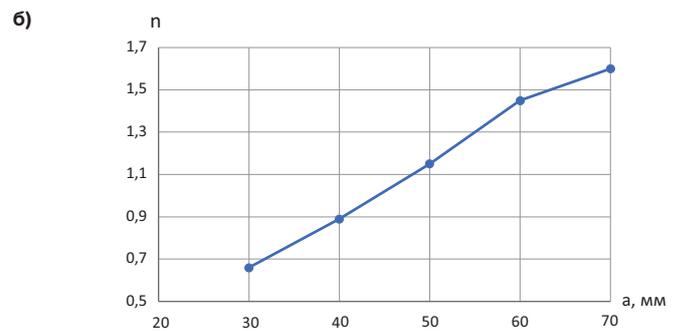


Fig. 7
The dependence of the track plate thickness on:
а – the maximum stress;
б – the safety factor

Дальнейшее увеличение толщины основания трака приводит к существенному увеличению массы трака при незначительном увеличении значения коэффициента запаса прочности.

Для оценки влияния режима эксплуатации (нагрузки), а также конструктивных изменений предлагается кроме использования абсолютных значений коэффициентов запаса прочности и максимальных напряжений [16] учитывать относительное изменение данных показателей. Для этого предлагается использование коэффициента относительного изменения минимальных значений запаса прочности $n_{\Delta min}$ и максимальных напряжений $\sigma_{\Delta max}$, определяемых из выражений:

$$n_{\Delta min} = \frac{n_c - n_n}{n_n} * 100\%; \quad (1)$$

$$\sigma_{\Delta max} = \frac{\sigma_c - \sigma_n}{\sigma_n} * 100\%; \quad (2)$$

где n_c – минимальное значение коэффициента запаса прочности сравниваемой конструкции (режима эксплуатации); n_n – минимальное значение коэффициента запаса прочности базовой конструкции или сравниваемой конструкции при номинальном режиме эксплуатации; σ_c – максимальное напряжение в сравниваемой конструкции; σ_n – максимальное напряжение в базовой конструкции или сравниваемой конструкции при номинальном режиме эксплуатации.

Так, в результатах моделирования, представленных в табл. 3, при изменении толщины основания трака, применяемого в настоящее время, от 50 до 40 мм коэффициент относительного изменения минимальных значений за-

паса прочности $n_{\Delta min}$ примет значение «–26%», а при увеличении толщины основания до 60 мм значение вышеприведенного коэффициента будет «+26%» и масса трака увеличится на 2,4%.

Использование предложенного показателя позволит более наглядно и оперативно проводить сравнение рассматриваемых вариантов и оценивать влияние изменяющихся режимов эксплуатации.

Выводы

При продольном угле наклона кусок породы находится под наиболее усиленной частью трака чем объясняется незначительное его влияние на коэффициент запаса прочности и максимальное напряжение.

При поперечном угле наклона $4,5^\circ$, возникающем из-за попадания куска породы под гусеницу, в отдельных местах трака коэффициент запаса прочности достигает значения $n = 1,1$, что с учетом возможности несоответствия показателей материала трака заданным приводит к высокой вероятности его отказа.

В результате проведенного компьютерного моделирования предложено увеличение толщины основания трака с 50 до 60 мм, что позволяет повысить коэффициент запаса прочности в рассматриваемом случае на 26% – до значения $n = 1,45$.

Предложены показатели относительного изменения минимальных значений коэффициента запаса прочности и максимальных значений напряжений, позволяющих проводить сравнение рассматриваемых вариантов конструкций и оценивать влияние изменяющихся режимов эксплуатации.

Список литературы

1. Подэрни Р.Ю. *Механическое оборудование карьеров*. 6 изд. М.: Изд-во Моск. гос. горн. ун-та; 2007. 680 с.
2. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Лукашук О.А., Шестаков В.С. Программное управление процессом экскавации горных пород карьерным экскаватором. *Горное оборудование и электромеханика*. 2020;(5):28–33. <https://doi.org/10.26730/1816-4528-2020-5-28-33>
3. Klanfar M., Herceg V., Kuhinek D., Sekulić K. Construction and testing of the measurement system for excavator productivity. *Rudarsko-geološko-Naftni Zbornik*. 2019;34(2):51–58. <https://doi.org/10.17794/rgn.2019.2.6>
4. Лецинский А.В., Шевкун Е.Б., Вершинина А.Р., Белозеров И.Н. Выбор пути повышения производительности карьерного экскаватора. *Маркшейдерия и недропользование*. 2021;(1):40–45.
5. Clement E.N., Nkoi B., Isaac O.E. Improving the Reliability of an Excavator Using Maintenance Management and 2-Parameter Weibull Distribution Model. *American Journal of Engineering Research*. 2019;8(2):84–89.
6. Иванова П.В., Асонов С.А., Иванов С.Л., Кувшинкин С.Ю. Анализ структуры и надежности современного парка карьерных экскаваторов. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2017;(7):51–57. Режим доступа: https://giab-online.ru/files/Data/2017/7/51_57_7_2017.pdf?ysclid=lgmreuj1o423459081
7. Москвичев В.В., Ковалев М.А. Оценка показателей эксплуатационной надежности карьерных канатных экскаваторов. *Транспортные системы и технологии*. 2020;6(4):25–44. <https://doi.org/10.17816/transsyst20206425-44>
8. Великанов В.С., Шабанов А.А. Применение нечеткого подхода для оценки влияния структуры и режимов управления на показатели эксплуатационной надежности карьерных экскаваторов. *Горная промышленность*. 2013;(3):101–102. Режим доступа:

<https://mining-media.ru/ru/article/newtech/4389-primenenie-nechetkogo-podkhoda-dlya-otsenki-vliyaniya-struktury-i-rezhimov-upravleniya-na-pokazateli-ekspluatatsionnoj-nadezhnosti-karernykh-ekskavatorov>

9. Bošnjak S.M., Momčilović D.B., Petković Z.D., Pantelić M.P., Gnjatović N.B. Failure investigation of the bucket wheel excavator crawler chain link. *Engineering Failure Analysis*. 2013;35:462–469. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.04.025>
10. Yu Z.-W., Xu X.-L., Mu X. Failure investigation on the cracked crawler pad link. *Engineering Failure Analysis*. 2010;17(5):1102–1109. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2010.01.004>
11. Zhao H., Wang G., Wang H., Bi Q., Li X. Fatigue life analysis of crawler chain link of excavator. *Engineering Failure Analysis*. 2017;79:737–748. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.04.034>
12. Khan A.M., Khalil S., Hamid Y. Life prediction of a scaled down fabricated tracked vehicle model. In: *2021 International Conference on Applied and Engineering Mathematics (ICAEM)*, Taxila, Pakistan, August 30–31, 2021, pp. 55–60. <https://doi.org/10.1109/ICAEM53552.2021.9547135>
13. Zhang Z., Zhang H., Chen Y., Yan H. Research on dynamic load estimation method of crawler travel system. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2023;37(2):555–567. <https://doi.org/10.1007>
14. Bošnjak S.M., Arsić M.A., Zrnić N.D., Odanović Z.D., Dorđević M.D. Failure analysis of the stacker crawler chain link. *Procedia Engineering*. 2011;10:2244–2249. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.04.371>
15. Febriyanti E., Gafar A., Suhartono H.A. Analisa kegagalan track link excavator. *Majalah Ilmiah Pengkajian Industri*. 2018;12(3):181–190. <https://doi.org/10.29122/mipi.v12i3.2886>
16. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Расчет на прочность деталей машин*. М.: Машиностроение; 1979. 702 с.

References

1. Poderni R.Yu. *Mechanical equipment for open pits*. 6th ed. Moscow: Moscow State Mining University; 2007. 680 p. (In Russ.)
2. Komissarov A.P., Lagunova Yu.A., Lukashuk O.A., Shestakov V.S. Software management of the rock excavation process by a quarry excavator. *Mining Equipment and Electromechanics*. 2020;(5):28–33. (In Russ.) <https://doi.org/10.26730/1816-4528-2020-5-28-33>
3. Klanfar M., Herceg V., Kuhinek D., Sekulić K. Construction and testing of the measurement system for excavator productivity. *Rudarsko-geološko-Naftni Zbornik*. 2019;34(2):51–58. <https://doi.org/10.17794/rgn.2019.2.6>
4. Leshhinskij A.V., Shevkun E.B., Vershinina A.R., Belozherov I.N. Choosing a way of improving mine excavator performance. *Mine Surveying and Subsurface Use*. 2021;(1):40–45. (In Russ.)
5. Clement E.N., Nkoi B., Isaac O.E. Improving the Reliability of an Excavator Using Maintenance Management and 2-Parameter Weibull Distribution Model. *American Journal of Engineering Research*. 2019;8(2):84–89.
6. Ivanova P.V., Asonov S.A., Ivanov S.L., Kuvshinkin S.Yu. Analysis of structure and reliability of modern fleet of mine shovels. *Mining Information and Analytical Bulletin*. 2017;(7):51–57. (In Russ.) Available at: https://giab-online.ru/files/Data/2017/7/51_57_7_2017.pdf?ysclid=lgmreuj1o423459081
7. Moskvichev V.V., Kovalev M.A. Assessment of operational reliability indicators of pit rope-operated excavators. *Transportation Systems and Technology*. 2020;6(4):25–44. (In Russ.) <https://doi.org/10.17816/transsyst20206425-44>
8. Velikanov V.S., Shabanov A.A. Fuzzy approach application for the assessment of the structure and control mode effect on the performance reliability of mine shovels. *Russian Mining Industry*. 2013;(3):101–102. (In Russ.) Available at: <https://mining-media.ru/ru/article/newtech/4389-primenenie-nechetkogo-podkhoda-dlya-otsenki-vliyaniya-struktury-i-rezhimov-upravleniya-na-pokazateli-ekspluatatsionnoj-nadezhnosti-karernykh-ekskavatorov>
9. Bošnjak S.M., Momčilović D.B., Petković Z.D., Pantelić M.P., Gnjatović N.B. Failure investigation of the bucket wheel excavator crawler chain link. *Engineering Failure Analysis*. 2013;35:462–469. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.04.025>
10. Yu Z.-W., Xu X.-L., Mu X. Failure investigation on the cracked crawler pad link. *Engineering Failure Analysis*. 2010;17(5):1102–1109. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2010.01.004>
11. Zhao H., Wang G., Wang H., Bi Q., Li X. Fatigue life analysis of crawler chain link of excavator. *Engineering Failure Analysis*. 2017;79:737–748. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.04.034>
12. Khan A.M., Khalil S., Hamid Y. Life prediction of a scaled down fabricated tracked vehicle model. In: *2021 International Conference on Applied and Engineering Mathematics (ICAEM)*, Taxila, Pakistan, August 30–31, 2021, pp. 55–60. <https://doi.org/10.1109/ICAEM53552.2021.9547135>
13. Zhang Z., Zhang H., Chen Y., Yan H. Research on dynamic load estimation method of crawler travel system. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2023;37(2):555–567. <https://doi.org/10.1007>
14. Bošnjak S.M., Arsić M.A., Zrnić N.D., Odanović Z.D., Dorđević M.D. Failure analysis of the stacker crawler chain link. *Procedia Engineering*. 2011;10:2244–2249. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.04.371>
15. Febriyanti E., Gafar A., Suhartono H.A. Analisa kegagalan track link excavator. *Majalah Ilmiah Pengkajian Industri*. 2018;12(3):181–190. <https://doi.org/10.29122/mipi.v12i3.2886>
16. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Calculation of the machine parts strength*. Moscow: Mashinostroenie; 1979. 702 p. (In Russ.)

Информация об авторах

Рахутин Максим Григорьевич – доктор технических наук, профессор, Университет МИСИС, г. Москва, Российская Федерация; e-mail: rahutin.mg@misis.ru
Симба Наваррете Владимир Хеованни – аспирант, Университет МИСИС, г. Москва, Российская Федерация

Information about the authors

Maxim G. Rakhutin – Dr. Sci. (Eng.), Professor, MISIS University, Moscow, Russian Federation; e-mail: rahutin.mg@misis.ru
Vladimir Geovanni Simba Navarrete – Postgraduate Student, MISIS University, Moscow, Russian Federation

Информация о статье

Поступила в редакцию: 31.03.2023
 Поступила после рецензирования: 18.04.2023
 Принята к публикации: 19.04.2023

Article info

Received: 31.03.2023
 Revised: 18.04.2023
 Accepted: 19.04.2023