ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2019;(10):206-213

УДК 622.445 DOI: 10.25018/0236-1493-2019-10-0-206-213

# МОДИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК БЫСТРОХОДНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**В.М. Таугер[1], А.В. Лифанов[2], В.Н. Макаров[1], Н.В. Макаров[1]**

[1] Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия, e-mail: tauger53@mail.ru
[2] ООО Научно-Производственный Комплекс «ОйлГазМаш», Подольск, Россия

***Аннотация:*** Исследование проводилось с целью разработки расчетного компонента математической модели напряженного состояния рабочей лопатки осевого вентилятора высокой быстроходности для использования в системах вентиляции предприятий горной промышленности. Модель учитывает совокупность основных нагрузок. Конструктивная особенность машин данной категории состоит в том, что их длинномерные лопатки выполняют из полимерных композиционных материалов, которые имеют меньшую, чем металлы, жесткость. Лопатки сильнее деформируются и обладают низкой частотой собственных колебаний. Указанные качества обусловливают оптимизацию конструкции лопатки, заключающуюся в достижении минимальной массы пера с одновременным выполнением заданных физико-механических требований. Из всего многообразия нагрузок на перо лопатки в качестве основных, вызывающих наибольшие напряжения растяжения и изгиба, рассмотрены центробежные, аэродинамические силы, силы инерции (в период разгона) и собственный вес. Наиболее опасным с точки зрения разрушения лопатки является окончание периода разгона, когда действующие на лопатку аэродинамические и центробежные силы, достигшие номинальной величины, складываются с силами инерции. В зависимости от ориентации лопатки относительно набегающего потока собственный вес может как дополнительно нагружать лопатку, так и уменьшать изгибающий момент, созданный аэродинамическими силами и силами инерции. Действие центробежных сил заключается в основном в создании растягивающих перо напряжений. Анализ совокупности нагрузок позволил получить формулы напряжений в материале пера от каждого из факторов в отдельности и от их совместного действия. Итоговая формула позволяет найти минимально допустимую толщину профиля корневого сечения пера при выполнении требования прочности.

***Ключевые слова:*** осевой вентилятор, быстроходность, рабочая лопатка, композит, нагрузка, напряжение, прочность.

***Для цитирования:*** *Таугер В. М., Лифанов А. В., Макаров В. Н., Макаров Н. В.* Модификация математической модели напряженного состояния лопаток быстроходных осевых вентиляторов для горной промышленности // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 10. – С. 206–213. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-10-0-206-213.

## Mathematical model modification for stress state of high-speed axial fan blades in mining industry

**V.M. Tauger[1], A.V. Lifanov[2], V.N. Makarov[1], N.V. Makarov[1]**

[1] Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia, e-mail: tauger53@mail.ru
[2] Scientific-Production Complex «OylGazMash», Podolsk, Russia

© В.М. Таугер, А.В. Лифанов, В.Н. Макаров, Н.В. Макаров. 2019.

***Abstract:*** The study aimed to develop a factored component for mathematical model of stress state in blades of high-speed axial fan employed in mine ventilation systems. The model takes into a count a whole set of major loads. The design feature of such fans is their long-length blades made of polymer composites of lower rigidity as against metals. Such blades deform heavier and have low-frequency free vibrations. These properties condition optimization of blade design to minimize its mass at the preset physical and mechanical properties. Amongst the variety of loads applied to blades, the centrifugal air forces, inertia (in speedup) and weight are considered as the major loads inducing the highest tensile and bending stresses. In terms of failure of blades, the most risky point is the speedup ending as the aerodynamic and centrifugal forces, affecting the blades and reaching nominal values, combine with the forces of inertia. Depending on orientation of blades relative to ram air, the own weight both can exert extra load on the blade and reduce bending moment created by the aerodynamic and inertia forces. The centrifugal forces mostly create tensile stresses on the blade. The analysis of the cumulative load has allowed obtaining formulas of the blade stresses due to all factors, individually and jointly. The final formula estimates the minimum allowable thickness of the lade root section profile at the fulfilled strength requirement.

***Key words:*** axial fan, high speed, blade, composite, loads, stress, strength.

***For citation:*** Tauger V. M., Lifanov A. V., Makarov V. N., Makarov N. V. Mathematical model modification for stress state of high-speed axial fan blades in mining industry. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2019;(10):206-213. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-10-0-206-213.

## Введение

В системах вентиляции и охлаждения предприятий горной и нефтегазовой промышленности используются осевые вентиляторы высокой быстроходности, имеющие диаметры 1,5—10,4 м, втулочное отношение 0,16—0,48 и число лопаток рабочего колеса 2—8 [1, 2]. Особенностью машин данной категории являются лопатки из полимерных композитных материалов [3—6], которые характеризуются меньшей, чем у металлов, жесткостью и, соответственно, большей склонностью к деформации, а также низкой частотой собственных колебаний.

В связи с указанными специфическими качествами актуальной становится задача наиболее полного изучения напряженного состояния длинномерной лопатки с целью достижения заданных прочностных характеристик при минимальной массе.

## Методы

Одним из путей уменьшения массы лопатки является снижение ее объема за счет минимизации площади поперечных сечений пера по критериям прочности и жесткости.

Наиболее сложное напряженное состояние лопатки возникает в период разгона двигателя. Лопатка испытывает растяжение центробежными силами, изгиб аэродинамическими силами, силами инерции и собственного веса. Центробежные силы обусловливают также возникновение крутящего момента, направленного в сторону уменьшения угла закрутки пера. Наибольшую опасность представляют нормальные напряжения растяжения и изгиба, поэтому именно им и уделяется первоочередное внимание.

Для достоверного описания напряженного состояния математическая модель должна включать комплекс основных нагрузок.

Расчетная модель лопатки обладает следующими характеристиками:

• зависимость площади $A$ поперечного сечения пера лопатки от координаты x (рис. 1, *а*) — линейная:

$$A(x) = A_0\left(1 - k_A\frac{x}{l}\right) \qquad (1)$$

где $k_A = 1 - \frac{A_l}{A_0}$ — постоянный коэффициент; $A_0$, $A_l$ — площадь корневого и концевого сечения соответственно; $l = R - r_0$ — длина лопатки; $R$ — внешний радиус колеса; $r_0$ — радиус втулки;

- лопатка корневым сечением жестко закреплена на втулке колеса;
- материал лопатки изотропный.

**Результаты**

Результаты исследования относятся в основном к «монолитной» лопатке, однако могут быть распространены и на конструкцию с полым пером.

Инерционные нагрузки на лопатку в период разгона определяются следующим образом.

Выделим на расстоянии $x$ от начала $K$ координатной оси $x$ (рис. 1, *а*) элемент пера лопатки толщиной $dx$. На него действует сила инерции $dF_и$, равная

$$dF_и = \varepsilon(r_0 + x)\rho A_0\left(1 - k_A\frac{x}{l}\right)dx \qquad (2)$$

где $\rho$ — плотность материала лопатки; $\varepsilon$ — угловое ускорение колеса.

Направление силы инерции противоположно направлению углового ускорения.

Момент элементарной силы инерции относительно начала координат

$$dM_и = \varepsilon\rho A_0(r_0 + x)\left(1 - k_A\frac{x}{l}\right)xdx \qquad (3)$$

Интеграл выражения (3) по пределам $x$ от нуля до $l$ (рис. 1, *а*) с начальными условиями ($x = 0$; $M_и = 0$) есть изгибающий момент от сил инерции в корневом сечении [7, 8]:

$$M_{и0} = \varepsilon\rho A_0 l^2 \cdot \cdot\left[r_0(0{,}5 - 0{,}33k_A) + l(0{,}33 - 0{,}25k_A)\right] \qquad (4)$$

Изгибающий момент в произвольном сечении показан в виде вектора на рис. 1, *б*. Представим его в виде суммы векторов и относительно главных центральных осей сечения $\xi$ и $\lambda$, причем ось $\xi$ параллельна, а ось $\lambda$ перпендикулярна хорде профиля, расположенной под углом $\alpha$ к торцовой плоскости $t - t$.

Изгибающий момент в произвольном сечении показан в виде вектора на рис. 1, *б*. Представим его в виде суммы векторов и относительно главных центральных осей сечения $\xi$ и $\lambda$, причем ось $\xi$ параллельна, а ось $\lambda$ перпендикулярна хорде профиля, расположенной под углом $\alpha$ к торцовой плоскости $t - t$.

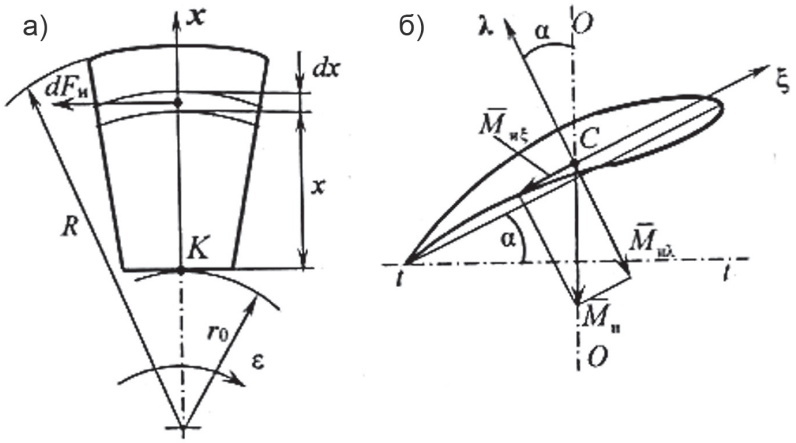


*Рис. 1. Действие сил инерции на перо: вид на лопатку по оси вращения колеса (а); разложение момента от сил инерции по осям (б)*

*Fig. 1. The effect of inertial forces to feather: view of the blade on its axis of rotation (a); decomposition of the moment of inertia forces along the axes (b)*

Модули составляющих моментов в корневом сечении равны

$$M^0_{и\xi} = M_{и0}\sin\alpha_0;$$
$$M^0_{и\lambda} = M_{и0}\cos\alpha_0 \qquad (5)$$

где $\alpha_0$ — угол установки корневого сечения.

Наибольшие напряжения и деформации вызывает составляющая $M_{и\xi}$, т.к. момент сопротивления сечения изгибу относительно оси $\xi$ значительно меньше, чем относительно оси $\lambda$ [9].

Максимальной величины искомый момент достигает в корневом сечении, для которого формула (5) принимает вид

$$M^0_{и\xi} = \varepsilon\rho A_0 l^2\left[r_0\left(0,5-0,33k_A\right)+ l\left(0,33-0,25k_A\right)\right]\sin\alpha_0 \qquad (6)$$

Аналогичный метод определения моментов целесообразно применить и для нахождения изгибающих моментов от аэродинамических сил, действующих на перо лопатки.

На рис. 2, *а* изображена лопатка, на элемент которой воздействует аэродинамическая сила $dF_a$, направленная противоположно угловой скорости $\omega$.

Для решения задачи примем, как это сделано в [9], допущение: сила, действующая на лопатку со стороны набегающего воздушного потока, равномерно распределяется по длине пера.

Во время вращения с номинальной угловой скоростью $\omega_{ном}$ колесо преодолевает аэродинамический момент сопротивления

$$T_a = \frac{P_{расч}}{\omega_{ном}} \qquad (7)$$

где $P_{расч}$ — расчетная максимальная мощность вентилятора [10, 11].

С другой стороны, с учетом принятого выше допущения,

$$T_a = \frac{dF_a}{dx} l\left(r_0+0,5l\right)z \qquad (8)$$

где $dF_a/dx$ — распределенная аэродинамическая нагрузка; $z$ — число лопаток.

Формулы (7) и (8) позволяют определить элементарную аэродинамическую силу

$$dF_a = \frac{P_{расч}}{\omega_{ном} zl\left(r_0+0,5l\right)}dx \qquad (9)$$

и изгибающий момент элементарной аэродинамической силы в корневом сечении

$$dM_a = \frac{P_{расч}x}{\omega_{ном} zl\left(r_0+0,5l\right)}dx \qquad (10)$$

Проинтегрировав выражение (10), получим формулу зависимости момента от аэродинамических сил в корневом сечении:

$$M^0_a = \frac{P_{расч}l}{\omega_{ном} z\left(2r_0+l\right)} \qquad (11)$$

Изгибающий момент относительно оси $\xi$ в корневом сечении равен

$$M^0_{a\xi} = \frac{P_{расч}l}{\omega_{ном} z\left(2r_0+l\right)}\sin\alpha_0 \qquad (12)$$

Для определения напряжений от центробежных сил выразим силу $dF_{цб}$, действующую на элементарный слой (рис. 2, *а*):

$$dF_{цб} = \rho\omega^2 A_0\left(r_0+x\right)\left(1-k_A\frac{x}{l}\right)dx \qquad (13)$$

затем интегрированием выражения (13) получим силу, действующую на корневое сечение:

$$F^0_{цб} = \rho\omega^2 A_0 l\left[r_0(1-0,5k_A)+ l(0,5-0,33k_A)\right] \qquad (14)$$

Растягивающее напряжение в корневом сечении

$$\sigma_{p0} = \frac{F^0_{цб}}{A_0} = \rho\omega^2 l\left[r_0(1-0,5k_A)+ l(0,5-0,33k_A)\right] \qquad (15)$$

Рассмотрим воздействие на лопатку ее собственного веса. Вертикальным ориентированием оси вращения обусловлено возникновение момента сил тяжести, изгибающего перо, причем в зависимости от направления воздушного потока (т.е. направления аэродинамических сил) момент сил тяжести либо повы-

шает напряжения в материале лопатки, либо снижает их.

На рис. 3 показан случай, когда направление момента $M_G$ сил тяжести противоположно направлению момента аэродинамических сил.

Элементарная сила тяжести равна

$$dG = \rho g A_0 \left(1 - k_A \frac{x}{l}\right) dx \qquad (16)$$

Момент элементарной силы тяжести относительно корневого сечения

$$dM_{G0} = \rho g A_0 \left(1 - k_A \frac{x}{l}\right) x dx \qquad (17)$$

полный момент силы тяжести равен интегралу выражения (17) по пределам x от нуля до $l$

$$M_{G0} = \rho g A_0 l^2 \left(0{,}5 - 0{,}33 k_A\right) \qquad (18)$$

а момент относительно центральной оси профиля

$$M^0_{G\xi} = \rho g A_0 l^2 \left(0{,}5 - 0{,}33 k_A\right) \cos\alpha_0 \qquad (19)$$

На вогнутой стороне корневого сечения нагрузки в период разгона приводят к сложению напряжений, причем условие прочности лопатки выглядит следующим образом [7]:

$$\sigma_0 = \sigma_{p0} + \sigma_{a0} + \sigma_{и0} \pm \sigma_{G0} = \\ = \sigma_{p0} + \frac{M^0_{a\xi} + M^0_{и\xi} \pm M^0_{G\xi}}{W_\xi} \le [\sigma] \qquad (20)$$

где $\sigma_0$, $\sigma_{и0}$, $\sigma_{a0}$, $\sigma_{p0}$, $\sigma_{G0}$ — напряжения суммарное, от сил инерции, аэродинамических сил, центробежной силы и силы тяжести соответственно; $[\sigma]$ — допустимое нормальное напряжение; $W_\xi$ — меньший из моментов сопротивления изгибу корневого сечения в системе координат $\xi C \lambda$.

В период разгона составляющие суммарного напряжения изменяются поразному: $\sigma_{a0}$ и $\sigma_{p0}$ возрастают и в конце разгона достигают максимума, а $\sigma_{и0}$ убывает от максимума в момент включения двигателя до нуля в момент выхода двигателя на номинальную частоту вращения. Исследования зависимости величины $\sigma_0$ от времени разгона, а также сравнительная оценка напряжений различной природы, показали, что наиболее значимыми являются максимальные значения $\sigma_{a0}$ и $\sigma_{p0}$. Поэтому далее рассматривается предельный случай, когда суммарное максимальное напряжение равно

$$\sigma_{0\max} = \sigma^{\max}_{a0} + \sigma_{G0} + \sigma^{\max}_{p0} = [\sigma] \qquad (21)$$

где $\sigma^{\max}_{a0}$, $\sigma^{\max}_{p0}$ — значения напряжений от аэродинамических сил и от центробежных сил при $\omega = \omega_{ном}$.

Подстановка (12), (15) и (19) в формулу (21) дает максимальное напряжение в корневом сечении в виде

$$\sigma_{0\max} = \frac{P_{расч} l \sin\alpha_0}{\omega z \left(2r_0 + l\right) W_\xi} + \\ + \frac{\rho g}{W_\xi} A_0 l^2 (0{,}5 - 0{,}33 k_A) \cos\alpha_0 + \\ + \rho\omega^2 l \left[r_0 (1 - 0{,}5 k_A) + l\left(0{,}5 - 0{,}33 k_A\right)\right] \qquad (22)$$

В формуле (22) и далее под $\omega$ подразумевается ее номинальное значение $\omega$ном.

Значения $A_0$ и $W_\xi$ корневого сечения приблизительно определяются по рекомендации [9]:

$$A_0 \approx 0{,}7 b_0 \delta_0; \\ W_\xi \approx k b_0 \delta_0^2 \qquad (23)$$

где $b_0$, $\delta_0$ — хорда и наибольшая толщина сечения соответственно; $k$ — безразмерный табличный коэффициент.

Значение $k$ зависит от геометрии профиля, однако зависимость весьма слабая. Практически с достаточной степенью точности при определении максимальных напряжений можно принимать $k = 0{,}088$.

Подстановка (23) в (22) дает

$$\sigma_{0\max} = \frac{11{,}4 P_{расч} l \sin\alpha_0}{\omega z \left(r_0 + 0{,}5 l\right) b_0 \delta_0^2} + \\ + \frac{8\rho g l^2 (0{,}5 - 0{,}33 k_A) \cos\alpha_0}{b_0 \delta_0} + \\ + \rho\omega^2 l \left[r_0 (1 - 0{,}5 k_A) + l\left(0{,}5 - 0{,}33 k_A\right)\right] \qquad (24)$$

Пусть материал лопатки остается без изменения. Тогда единственным варьируемым размером в (24) является толщина корневого сечения $\delta_0$, т.к. все остальные размеры лопатки определяются аэродинамическим расчетом. Таким образом, для получения лопатки минимальной массы необходимо уравнение (24) с учетом равенства (21) решить относительно $\delta_0$.

Выражение (24) преобразуется в квадратное уравнение

$$\delta_0^2 - C_1\delta_0 - C_2 = 0 \qquad (25)$$

где $C_1$, $C_2$ — коэффициенты, которые получаются в результате алгебраических преобразований, и здесь не приводятся.

Решение уравнения

$$\delta_0 = \frac{C_1}{2} + \sqrt{\frac{C_1^2}{4} + C_2} \qquad (26)$$

есть наименьшее по условию прочности значение толщины профиля корневого сечения пера.

## Выводы

Выполнение равенства (21) означает, что при прочих равных параметрах лопатка имеет наименьшую по условию прочности площадь корневого сечения и, следовательно, минимальную массу. Если же равенство не выполняется, то необходимо изменить либо материал лопатки (то есть $[\sigma]$), либо ее размеры.

Уменьшение отношения (т.е. увеличение клиновидности) лопатки при прочих равных условиях сопровождается уменьшением ее массы, снижением напряжения от центробежных сил (формула (22)) и изгибающего момента, обусловленного собственным весом (формула (15)).

Расчет по формулам (24), (26) при наибольшей по конструктивным ограничениям клиновидности позволяет минимизировать массу и обеспечить прочность лопатки. Увеличение клиновидности также благоприятно и с точки зрения предотвращения резонансных явлений, т.к. повышает частоту собственных колебаний лопатки [12—14].

## Заключение

Полученные в результате исследования соотношения входят как расчетный компонент в математическую модель напряженного состояния, учитывающую совокупность основных нагрузок на лопатку и позволяющую минимизировать ее массу с обеспечением заданных прочностных характеристик.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. *Алимов С. В., Прокопец А. О., Кубаров С. В. и др.* Модернизация вентиляторов АВО газа при реконструкции КС МГ // Газовая промышленность. — 2009. — № 4. — С. 54—56.

2. *Калинин А. Ф., Меркурьева Ю. С., Халлыев Н. Х.* Оценка эффективности эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения газа нового поколения // Территория «НЕФТЕ-ГАЗ». — 2018. — № 9. — С. 74—80.

3. *Тютюнников Н. П.* К вопросу о выборе размеров и расположения отверстий узла крепления композитной лопасти несущего винта // Механика композиционных изделий и конструкций. — 2018. — Т. 24. — № 3. — С. 349—361.

4. *Таугер В. М., Холодников Ю. В., Альшиц Л.* Прогрессивные технологии производства композитных изделий. Универсальность и высокая производительность. — Саарбрюккен (ФРГ): LAP, 2014. — 110 с.

5. *Кербер М. Л., Буканов А. М., Вольфсон С. И. и др.* Физические и химические процессы при переработке полимеров. — СПб.: Научные основы и технологии, 2013. — 320 с.

6. *Преображенский И. А.* Стеклопластики — свойства, применение, технологии // Главный механик. — 2010. — № 5. — С. 27—36.

7. *Потапова Л. Б.* Механика материалов при сложном напряженном состоянии. Как прогнозируют предельные напряжения? — Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2012. — 244 с.

8. *Torshizi S.A.* M., *Benisi A.H.*, *Durali M.* Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor by variation of splitter blades / ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, 13—17 June 2016, pp. 1—7.

9. *Биргер И.А.*, *Шорр Б.Ф.*, *Иосилевич Г.Б.* Расчет на прочность деталей машин: справочник. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с.

10. *Wang P.* Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency. Ph. D. Thesis. UCL University, London, 2017, 213 p.

11. *Torshizi S.A. M.*, *Benisi A.H.*, *Durali M.* Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor // Scientia Iranica, 2017, No 24, pp. 707—714.

12. *Таугер В.М.*, *Мухачева Л.В.*, *Волков Е.Б.* Предотвращение резонансных колебаний рабочих лопаток осевых вентиляторов // Известия вузов. Горный журнал. — 2018. — № 4. — С. 119—123.

13. *Lee J., Nam K.* Development of low-noise cooling fan using uneven fan blade spacing. SAF Technical Paper 2008-01-0569, 2008, pp. 53—58.

14. *Bousman W.G.* Rotocraft airloads measurements: extraordinary costs, extraordinary benefits. The 31st Alexander Nikolsky Honorary Lecture // Journal of the American Helicopter Society, 2014, Vol. 59, No 3, pp. 32—38. ГИАБ

## REFERENCES

1. Alimov S.V., Prokopets A.O., Kubarov S.V. Modernization of gas air cooler fans in remodeling of compressor plants at supply pipelines. *Gazovaya promyshlennost'*. 2009, no 4, pp. 54—56. [In Russ].

2. Kalinin A.F., Merkur'eva Yu.S., Khallyev N.Kh. New-generation gas air cooler efficiency. Territoriya «NEFTE-GAZ». 2018, no 9, pp. 74—80. [In Russ].

3. Tyutyunnikov N.P. Selecting size and arrangement of holes on attachment of composite blade of main rotor. *Mekhanika kompozitsionnykh izdeliy i konstruktsiy*. 2018. Vol. 24, no 3, pp. 349—361. [In Russ].

4. Tauger V.M., Kholodnikov Yu.V., Al'shits L. *Progressivnye tekhnologii proizvodstva kompozitnykh izdeliy. Universal'nost' i vysokaya proizvoditel'nost'* [Advanced technologies in composite production. Universality and high rate productivity]. Saarbryukken (FRG), LAP, 2014, 110 p.

5. Kerber M.L., Bukanov A.M., Vol'fson S.I. *Fizicheskie i khimicheskie protsessy pri pererabotke polimerov* [Physical and chemical processes in conversion of polymers], Saint-Petersburg, Nauchnye osnovy i tekhnologii, 2013, 320 p.

6. Preobrazhenskiy I.A. Fiberglass—Properties, application, technologies. *Glavnyy mekhanik*. 2010, no 5, pp. 27—36. [In Russ].

7. Potapova L.B. *Mekhanika materialov pri slozhnom napryazhennom sostoyanii. Kak prognoziruyut predel'nye napryazheniya?* [Material mechanics under combined stress. How the limiting stresses are predicted?] Tambov, Tambovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet, EBS ASV, 2012, 244 p.

8. Torshizi S.A. M., Benisi A.H., Durali M. Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor by variation of splitter blades. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Seoul, 13—17 June 2016, pp. 1—7.

9. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detaley mashin*: spravochnik [Strength design of machine parts], Moscow, Mashinostroenie, 1993, 640 p.

10. Wang P. *Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency*. Ph. D. Thesis. UCL University, London, 2017, 213 p.

11. Torshizi S.A. M., Benisi A.H., Durali M. Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor. *Scientia Iranica*, 2017, No 24, pp. 707—714.

12. Tauger V.M., Mukhacheva L.V., Volkov E.B. Prevention of resonance oscillations of axial fan blades. *Izvestiya vuzov. Gornyy zhurnal*. 2018, no 4, pp. 119—123. [In Russ].

13. Lee J., Nam K. Development of low-noise cooling fan using uneven fan blade spacing. *SAF Technical Paper 2008-01-0569*, 2008, pp. 53—58.

14. Bousman W.G. Rotocraft airloads measurements: extraordinary costs, extraordinary benefits. The 31st Alexander Nikolsky Honorary Lecture. *Journal of the American Helicopter Society*, 2014, Vol. 59, No 3, pp. 32—38.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

*Таугер Виталий Михайлович*[1] — канд. техн. наук,
зав. кафедрой, e-mail: tauger53@mail.ru,
*Лифанов Александр Викторович* — генеральный директор,
ООО Научно-Производственный Комплекс «ОйлГазМаш»,
*Макаров Владимир Николаевич*[1] — д-р техн. наук, профессор,
*Макаров Николай Владимирович*[1] — канд. техн. наук,
зав. кафедрой, e-mail: mnikolay84@mail.ru,
[1] Уральский государственный горный университет,
**Для контактов:** Таугер В.М., e-mail: tauger53@mail.ru.

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

*V.M. Tauger*[1], Cand. Sci. (Eng.), Head of Chair, e-mail: tauger53@mail.ru,
*A.V. Lifanov*, General Director,
Scientific-Production Complex «OylGazMash», Podolsk, Russia,
*V.N. Makarov*[1], Dr. Sci. (Eng.), Professor,
*N.V. Makarov*[1], Cand. Sci. (Eng.), Head of Chair, e-mail: mnikolay84@mail.ru,
[1] Ural State Mining University, 620144, Ekaterinburg, Russia.
**Corresponding author:** V.M. Tauger, e-mail: tauger53@mail.ru.



**ОТДЕЛЬНЫЕ СТАТЬИ ГОРНОГО ИНФОРМАЦИОННО-АНАЛИТИЧЕСКОГО БЮЛЛЕТЕНЯ (СПЕЦИАЛЬНЫЙ ВЫПУСК)**


## ПОВТОРНАЯ РАЗРАБОТКА РУДНЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ (НА ОПЫТЕ ПОВТОРНОЙ РАЗРАБОТКИ МЕСТОРОЖДЕНИЯ ЖАМАН-АЙБАТ)


(2019, СВ 16, 24 с.)



*Мустафин Мурат Газизович*[1] — д-р техн. наук, профессор,
*Жараспаев Мадияр Аспандиярович*[1] — аспирант, e-mail: zharaspaev_m_a@mail.ru,
[1] Санкт-Петербургский горный университет.



Все чаще поднимается вопрос повторной разработки рудных месторождений при камерно-столбовой системе разработки. Рациональное освоение месторождений полезных ископаемых предполагает минимизацию их потерь. С технологической точки зрения, которая связана с безопасностью ведения работ, озабоченность вызывают случаи непрогнозируемого разрушения целиков с обрушением пород кровли и выходом процесса сдвижения на земную поверхность. С учетом этих обстоятельств рассмотрены вопросы по переходу на новый принцип определения параметров камерно-столбовой системы разработки, с перспективой повторной разработки, состоящий в установлении устойчивого пролета кровли очистной камеры. Рассмотрен вопрос о перераспределении напряжений в барьерном целике в условиях повторной разработки: когда прилегающие панели отработаны и когда он прорезан выработками.


## REDEVELOPMENT OF ORE DEPOSITS (ON EXPERIENCE OF REDEVELOPMENT OF THE ZHAMAN-AYBAT FIELD)


*M.G. Mustafin*[1], Dr. Sci. (Eng.), Professor; *M.A. Zharaspaev*[1], Graduate Student,
[1] Saint Petersburg Mining University, 199106, Saint-Petersburg, Russia.



The reasons for the increased attention are justified by several circumstances. First, the rational development of mineral deposits involves minimizing their losses. From a technological point of view, which is related to the safety of work, the concern is caused by cases of unpredictable destruction of tselik with the collapse of roof rocks and the release of the process of displacement to the earth's surface. Taking into account the mentioned circumstances, the articles consider the transition to a new principle of determining the parameters of the chamber-pillar system of development, with the prospect of redevelopment, consisting in the establishment of a stable span of the roof of the treatment chamber. The question of redistribution of stresses in the barrier barrier in the conditions of redevelopment is also considered: when adjacent panels are worked out and when it is cut by workings.