

МАШИНА КУРУУ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

MECHANICAL ENGINEERING

УДК 622.23.05

ТАШ КЕСҮҮЧҮ МАШИНАНЫН ЧЫНЖЫРДУУ ЖУМУШЧУ ОРГАНЫНЫН ДИНАМИКАЛЫК ТЕҢ САЛМАКТУУЛУГУНУН ЖАНА БЫШЫКТЫГЫНЫН ШАРТТАРЫ

УСЛОВИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УРАВНОВЕШЕННОСТИ И ПРОЧНОСТИ ЦЕПНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА КАМНЕРЕЗНОЙ МАШИНЫ

CONDITIONS OF DYNAMIC BALANCE AND STRENGTH THE CHAIN WORKING BODY OF THE STONE-CUTTING MACHINE

М.М. Исманов

MM. Ismanov

Бул жумушта изилдөө предмети болуп таш кесүүчү машинанын чынжырдуу жумушчу органы менен табигый ташты кесүү жараяны эсептелинет. Изилдөөнүн максаты - таш кесүүчү машинанын динамикалык тең салмактуулук жана чынжырдуу жумушчу органынын бекемдигинин шарттарын аныктоо. Изилдөөлөрдө жалпылоо жана талдоо, эсептөө сөлөкөттөрүн түзүү жана математикалык көз карандылыктарды алуу усулдары колдонулган. Ташты кесүү жараянында чынжырдуу жумушчу органдын динамикалык тең салмактуулугунун шарттары негизделген жана аларга ылайыктуу шарттамдык жана конструкциялык өлчөм мүнөздөмөлөрдүн көз карандылыгы аныкталган. Жумушчу органдын динамикалык бекемдигинин шарттары аныкталган жана алардын негизинде минималдуу геометриялык чоңдуктарын тандоого сунуштар иштелип чыккан. Таш кесүүчү машиналардын чынжырдуу жумушчу органынын негизги чоңдуктарын тандоо усулдугун иштеп чыгууга сунуштар түзүлгөн. Алынган жыйынтыктар таш кесүүчү машиналардын чынжырдуу жумушчу органдарынын конструкцияларынын минималдуу күүлүк жана динамикалык жүктөмдөр

менен таишты кесүү жараянында узак мөөнөттүү жана ишенимдүү иштешин камсыз кылууга мүмкүндүк берет.

В данной работе предметом исследования является процесс резания природного камня цепным рабочим органом камнерезной машины. Цель исследования – определение условий динамической уравновешенности и прочности цепного рабочего органа камнерезной машины. Используются методы обзора и анализа, составления расчетных схем и получения математических зависимостей. Обоснованы условия динамической уравновешенности цепного рабочего органа в процессе резания камня и определены зависимости соответствующих им режимных и конструктивных параметров. Определены условия динамической прочности цепного рабочего органа, и на их основе выработаны рекомендации к выбору их минимально допустимых геометрических параметров. Сформулированы рекомендации к разработке методики выбора основных параметров цепного рабочего органа камнерезных машин. Полученные результаты позволяют обеспечить долговечность и надежность работы конструкций цепных рабочих органов камнерезных машин в процессе резания камня с минимальными инерционными и динамическими нагрузками.

In this work, the subject of research is the process of cutting natural stone with a chain working organ of a stone-cutting machine. The purpose of the study is to determine the conditions of dynamic balance and strength of the chain working organ of a stone-cutting machine. The methods of review and analysis, drawing up calculation schemes and obtaining mathematical dependencies were used. The conditions of dynamic equilibrium of the chain working body in the process of stone cutting are substantiated and the dependences of the corresponding operating and design parameters are determined. The conditions of the dynamic strength of the chain working body are determined and recommendations for the selection of their minimum permissible geometric parameters are developed on their basis. Recommendations are formulated for the development of a methodology for selecting the main parameters of the chain working organ of stone-cutting machines. The results obtained make it possible to ensure the durability and reliability of the structures of the chain working bodies of stone-cutting machines during the stone cutting process with minimal inertial and dynamic loads.

Түйүн сөздөр: табигый таиш; кесүү жараяны; чынжырдуу жумушчу орган; динамикалык тең салмактуулук; динамикалык бышыктык.

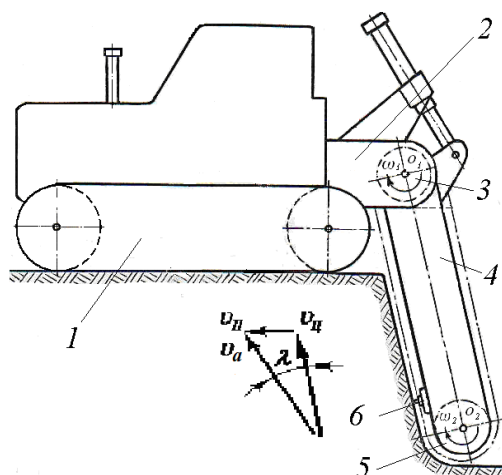
Ключевые слова: природный камень; процесс резания; цепной рабочий орган; динамическая уравновешенность; динамическая прочность.

Key words: natural stone; cutting process; chain working body; dynamic equalization; dynamic strength.

Из практики известно, что в процессе резания камня цепным рабочим органом (ЦРО) камнерезной машины (рис. 1) возникают значительные вибрации, если нарушается ее динамическая уравновешенность [1, 2, 3]. Поэтому выбору рациональных параметров ЦРО предшествует обеспечение его виброустойчивости и динамической уравновешенности [4, 5, 6]. При этом следует устанавливать такие режимы работы ЦРО, которые исключили бы появление опасных резонансных колебаний и обеспечили условия его динамической уравновешенности. Обычно такие явления возникают при неравномерно ускоренных режимах работы ЦРО, когда появляются резкое изменение величины инерционных и динамических нагрузок, действующих на основные детали ЦРО. Прежде всего это связано с неравномерным вращением ведущей звездочки и движением самого ЦРО по горизонтали. Откуда возникает необходимость выбора таких параметров ЦРО, при которых угловое ускорение ведущей звездочки $\varepsilon_3 = 0$ и линейное ускорение самого ЦРО $a_{Ц} = 0$, т.е. выбор параметров ЦРО должен быть произведен при условии, когда $\varepsilon_3 = 0$ и $a_{Ц} = 0$.

Условия динамической уравновешенности цепного рабочего органа

Известно, что в процессе резания камня на цепной рабочий орган действуют следующие силы (рис. 1, 2): силы тяжести ведущей звездочки G_3 , плоской рамы (бара) G_B , ведомого ролика G_P , режущей цепи $G_{Ц}$; сила тяги камнерезной машины P_T ; сила давления штока гидроцилиндра $P_{шт}$. На ведущую звездочку через ведущую ветвь режущей цепи также действуют суммарные силы трения $P_{тр}$, возникающие между режущей цепью и рамой бара, а также между резцом и разрабатываемой породой, суммарные силы сопротивления резанию P_R , силы, затрачиваемые на транспортирование мелочи камня из технологической щели $P_{щ}$.



1 – шасси камнерезной машины; 2 – привод цепного рабочего органа;
3 – ведущая звездочка; 4 – плоская рама (бар); 5 – ведомый ролик;
6 – режущая цепь с резцами.

Рисунок 1 – Камнерезная машина ЦКМ-1 в процессе резания камня

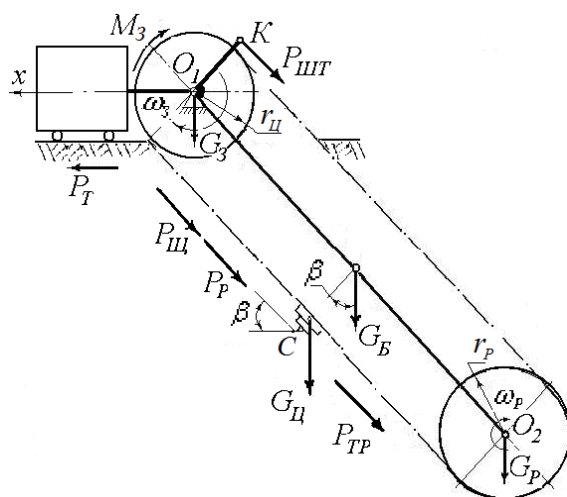


Рисунок 2 – Расчетная схема камнерезной машины ЦКМ-1
в процессе резания камня

В результате исследования динамики ЦРО камнерезной машины ЦКМ-1 «Аскатеш» были получены уравнения [4, 5, 6], характеризующие зависимости углового ускорения ведущей звездочки (ε_3)

и линейного ускорения ЦРО ($a_{Ц}$) от конструктивных и режимных его параметров в виде

$$\varepsilon_3 = \frac{2m \cdot (M_3 - M_C) - m_{Ц} \cdot r_3 \cdot (P_{П} - P_C \cos \beta)}{r_3^2 [2m \cdot (m_3 + m_P + 2m_{Ц}) - m_{Ц}^2]}, \quad (1)$$

$$a_{Ц} = \frac{(P_{П} - P_C \cos \beta) \cdot r_3 \cdot (m_3 + m_P + 2m_{Ц}) - (M_3 - M_C) \cdot m_{Ц}}{r_3 \cdot [2m \cdot (m_3 + m_P + 2m_{Ц}) - m_{Ц}^2]}, \quad (2)$$

где m_3 , m_P , $m_{Ц}$ и m – соответственно, масса ведущей звездочки, плоской рамы, режущей цепи и цепного рабочего органа в целом, кг; r_3 – радиус ведущей звездочки, м; M_3 – крутящий момент ведущей звездочки, Н·м; M_C – момент от суммарной силы сопротивления, Н·м; $P_{П}$ – усилие подачи, Н; P_C – суммарная сила сопротивления, Н; β – угол наклона цепного рабочего органа, град.

Анализ проведенных выше зависимостей ε_3 и $a_{Ц}$ от режимных и конструктивных параметров ЦРО показывает [7, 8], что изменение величин ε_3 и $a_{Ц}$ в среднем составляет соответственно 0,02 рад/с² и 0,01м/с².

Откуда, принимая $\varepsilon_3 = 0$ и $a_{Ц} = 0$, из уравнений (1) и (2) определим необходимые условия динамической уравновешенности ЦРО в виде

$$\frac{(M_3 - M_C)}{m_{Ц}} = \frac{(P_{П} - P_C \cdot \cos \beta) \cdot r_3}{2m}. \quad (3)$$

$$\frac{(P_{П} - P_C \cos \beta) \cdot r_3}{m_{Ц}} = \frac{(M_3 - M_C)}{(m_3 + m_P + 2m_{Ц})}. \quad (4)$$

Суммарная сила сопротивления резанию P_C была выражена зависимостью вида [4]:

$$P_C = P_{II}(f_p + f_k) + (k_p \cdot \mu + k_T) \cdot \frac{B_{III} \cdot H_{III} \cdot n \cdot v_{II} \cdot \cos \beta}{3600 \cdot v_{II}}, \quad (5)$$

где f_p и f_k – соответственно коэффициент трения скольжения режущей цепи по сопрягаемым плоскостям рамы (бара) цепного рабочего органа и резца по обрабатываемой поверхности природного камня; k_p – удельная нагрузка на резец при резании, зависящая от физико-механических свойств природного камня, Н/м²; μ – коэффициент сопротивления природного камня относительно сдвигу или срезу; k_T – удельная нагрузка на резец при транспортировании мелочи камня из технологической щели, Н/м²; B_{III} и H_{III} – ширина и глубина прорезаемой технологической щели, м; n – число линий резания; v_{II} и v_{III} – скорость подачи (м/час) и скорость резания (м/с).

Подставляя значение P_C из (5) в уравнение (3), после определенных преобразований получим следующие зависимости рациональных конструктивных и режимных параметров ЦРО, обеспечивающие динамическую его уравновешенность в процессе резания камня.

Ширина технологической щели (ширина режущей цепи ЦРО)

$$B_{III} = \frac{3600 \cdot v_{II} \cdot [m_{II} \cdot r_3 \cdot P_{II}(1 - (f_p + f_k) \cos \beta) - 2m \cdot (M_3 - M_C)]}{(k_p \cdot \mu + k_T) \cdot m_{II} \cdot r_3 \cdot v_{II} \cdot H_{III} \cdot n \cdot \cos^2 \beta}. \quad (6)$$

Глубина технологической щели (рабочая длина ЦРО)

$$H_{III} = \frac{3600 \cdot v_{II} \cdot [m_{II} \cdot r_3 \cdot P_{II}(1 - (f_p + f_k) \cos \beta) - 2m \cdot (M_3 - M_C)]}{(k_p \cdot \mu + k_T) \cdot m_{II} \cdot r_3 \cdot v_{II} \cdot B_{III} \cdot n \cdot \cos^2 \beta}. \quad (7)$$

Радиус ведущей звездочки

$$r_3 = \frac{2m \cdot (M_3 - M_C)}{m_{II} \left[P_{II}(1 - (f_p + f_k) \cos \beta) - \frac{(k_p \cdot \mu + k_T) \cdot B_{III} \cdot H_{III} \cdot n \cdot v_{II} \cdot \cos^2 \beta}{3600 \cdot v_{II}} \right]}. \quad (8)$$

Скорость резания

$$v_{\Pi} = \frac{(k_p \cdot \mu + k_T) \cdot m_{\Pi} \cdot r_3 \cdot B_{\Pi} \cdot H_{\Pi} \cdot n \cdot v_{\Pi} \cdot \cos^2 \beta}{3600 \cdot [m_{\Pi} \cdot r_3 P_{\Pi} (1 - (f_p + f_k) \cdot \cos \beta) - 2m \cdot (M_3 - M_C)]}. \quad (9)$$

Аналогичным образом, подставляя значение P_C в выражение (4), получим зависимости рациональных силовых и режимных параметров ЦРО.

Усилие подачи

$$P_{\Pi} = \frac{(M_3 - M_C) \cdot m_{\Pi}}{r_3 \cdot (m_3 + m_p + 2m_{\Pi}) \cdot [1 - (f_p + f_k) \cos \beta]} + \frac{B_{\Pi} \cdot H_{\Pi} \cdot n \cdot v_{\Pi} \cdot \cos^2 \beta \cdot (k_p \cdot \mu + k_T)}{3600 \cdot v_{\Pi} \cdot [1 - (f_p + f_k) \cos \beta]}. \quad (10)$$

Скорость подачи

$$v_{\Pi} = \frac{\left[P_{\Pi} (1 - (f_p + f_k) \cos \beta) - \frac{(M_3 - M_C) \cdot m_{\Pi}}{r_3 \cdot (m_3 + m_p + 2m_{\Pi})} \right] \cdot 3600 \cdot v_{\Pi}}{(k_p \cdot \mu + k_T) \cdot B_{\Pi} \cdot H_{\Pi} \cdot n \cdot \cos^2 \beta}. \quad (11)$$

Анализируя полученные выражения (3) – (11), можно отметить, что при постоянной мощности привода ЦРО величины B_{Π} и H_{Π} обратно пропорциональны параметрам: скорости подачи v_{Π} , радиусу ведущей звездочки r_3 , массе режущей цепи m_{Π} и числу линий резания n . В свою очередь величина усилия подачи P_{Π} обратно пропорциональна параметрам r_3 и v_{Π} , прямо пропорциональна к B_{Π} и H_{Π} . Из вышеизложенного следует, что для обеспечения необходимых условий динамической уравновешенности ЦРО камнерезной машины возникает необходимость определения правильного соотношения рациональных режимных и конструктивных параметров ЦРО, а также силовых величин процесса резания природного камня.

Таким образом, полученные выражения (3) – (11) позволяют обеспечить условия уравновешенности ЦРО и служить функциональным ограничением при разработке методики выбора рациональных значений режимных и конструктивных параметров ЦРО камнерезных машин.

Условия динамической прочности цепного рабочего органа

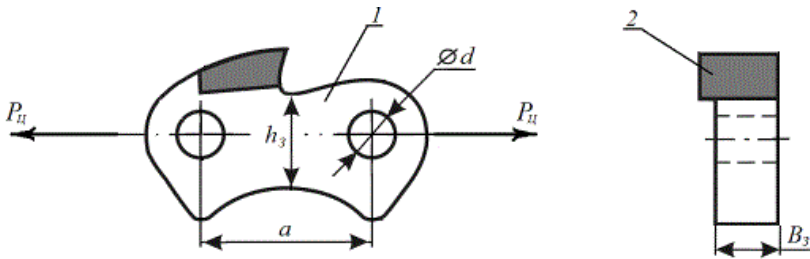
Практика показывает, что разрушение основных деталей ЦРО вызвано усталостью их материалов при воздействии динамической (многократно действующей) силы протягивания режущей цепи $P_{ц}$. Изучение усталостных изломов деталей позволяет судить о характере динамических нагрузок (сил), вызывающих их разрушение, и найти способ повышения усталостной прочности. Откуда при выборе параметров ЦРО возникает необходимость определения условий, оказывающая значительное влияние на прочностные свойства деталей и работоспособности ЦРО камнерезной машины в процессе резания природного камня. Так как качество работы цепного рабочего органа определяется прежде всего работоспособностью его основных элементов (звеньев) во всем диапазоне технологических режимов и условий эксплуатации. Работоспособность основных звеньев (звездочка, звено, соединяющая ось, резец и др.). ЦРО оцениваются критериями, важнейшим из которых является их динамическая прочность. Наименее прочным в ЦРО считается режущая цепь, звенья которой испытывают динамические нагрузки на растяжения, а соединяющие оси звеньев подвергаются динамическим нагрузкам на срез (сдвиг) и смятие. Откуда рассмотрим условия прочности указанных звеньев ЦРО с учетом реальных конструкций [9] и динамики рабочих органов камнерезных машин [10,11].

Звенья режущей цепи ЦРО при динамических нагрузках на растяжение считаются работоспособными (рис. 3), если максимальные динамические напряжения в их опасных сечениях меньше предела прочности материала звеньев [12]. В общем виде данное условие можно выразить неравенством вида:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{ц}}{B_3 \cdot h_3} \leq [\sigma]_o, \quad (12)$$

где $P_{ц}$ – максимальное усилие протягивания режущей цепи, Н; B_3 – ширина звена цепи, м; h_3 – высота опасного сечения звена, м; $[\sigma]_{max}$ – максимальное динамическое напряжение в опасном сече-

нии звена, Н/м^2 ; $[\sigma]_0$ – предел прочности звена при нулевом (пульсационном) цикле растягивающей нагрузки, Н/м^2 (рис.3).



1 – звено режущей цепи; 2 – твердосплавный резец.

Рисунок 3 – Режущее звено цепи цепного рабочего органа

Как указано выше, основным критерием работоспособности ЦРО является прочность соединяющей оси звеньев на срез (сдвиг) и смятие (рис. 4). При срезе условие динамической прочности соединяющей оси звеньев можно записать зависимостью вида [12]:

$$\tau_{\max} = \frac{P_{\text{ц}}}{(\pi \cdot \frac{d^2}{4}) \cdot i_{\text{ср}}} \leq [\tau]_0, \quad (13)$$

где d – диаметр соединяющей оси, м; $i_{\text{ср}} = 2$ – число плоскостей среза (рис. 4).

Условие динамической прочности соединяющей оси звеньев при смятии определяется как [12]:

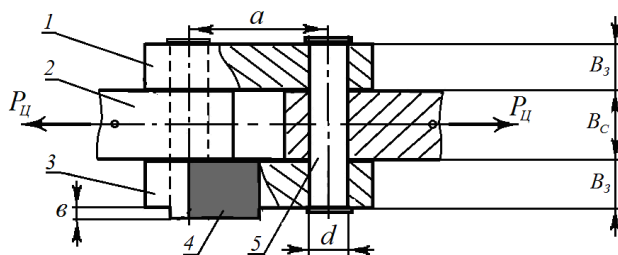
$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\text{ц}}}{d \cdot B_3 \cdot i_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (14)$$

где $i_{\text{см}} = 2$ – количество боковых режущих звеньев (рис. 4).

Определим ширину режущей цепи (почти равной ширине технологической щели), исходя из рисунка 4, как

$$B_{\text{щ}} = B_{\text{с}} + 2B_3 + 2\delta, \quad (15)$$

где $B_{\text{с}}$ – ширина среднего соединяющего звена, м; δ – размер выступа твердосплавного резца, м.



1, 3 – боковые звенья; 2 – среднее соединяющее звено;
4 – твердосплавный резец; 5 – ось.

Рисунок 4 – К определению условий динамической прочности звеньев режущей цепи

Определим минимальную ширину среднего соединяющего звена (B_C), используя условие прочности (12):

$$B_C \geq \frac{P_{ц}}{h_C \cdot [\sigma]_o}, \quad (16)$$

где h_C – высота опасного сечения среднего соединяющего звена, м.

Аналогичным образом, используя условие прочности (14), определим минимальную ширину бокового звена (B_3) режущей цепи

$$B_3 \geq \frac{P_{ц}}{2d \cdot [\sigma]_{CM}}. \quad (17)$$

Величину усилия протягивания режущей цепи запишем зависимостью вида:

$$P_{ц} = \frac{N_{ц} \cdot \eta}{v_{ц}}, \quad (18)$$

где $N_{ц}, \eta$ – соответственно установленная мощность (кВт) и КПД привода ЦРО; $v_{ц}$ – скорость (резания) движения режущей цепи, м/с.

Подставляя полученные значения $B_C, B_3, P_{ц}$ из (16), (17) и (18) в уравнение (15), определим минимальную ширину режущей цепи (технологической щели) в окончательном виде:

$$B_{ш} \geq \left(\frac{N_{ш} \cdot \eta}{\nu_{ш}} \right) \cdot \frac{1}{h_c \cdot [\sigma]_o} + \left(\frac{N_{ш} \cdot \eta}{\nu_{ш}} \right) \cdot \frac{1}{d \cdot [\sigma]_{CM}} + 2\epsilon. \quad (19)$$

Исходя из полученного выражения (19), следует отметить, что при правильном выборе материала и параметров основных деталей режущей цепи можно значительно уменьшить ширину режущей цепи $B_{ш}$. Например, если звенья режущей цепи будут изготовлены из среднеуглеродистой стали марки сталь 45, то предел их динамической прочности на растяжение $[\sigma]_o$ значительно увеличивается и составляет $600 \text{ МПа} = 600 \text{ Н/мм}^2$ [12, 13, 14]. Также, если соединяющая ось звеньев будет изготовлена из стали марки 40Х, то предел ее прочности на срез $[\tau]_o = 200 \text{ Н/мм}^2$, а на смятие $[\sigma]_{CM} = 350 \text{ Н/мм}^2$.

Следует отметить, что в процессе резания камня ЦРО в шарнирах его режущей цепи совершаются повороты на угол

$$\varphi = \frac{2\pi}{z}, \quad (20)$$

где z – число зубьев ведущей звездочки.

Из уравнения (20) следует, что при выборе числа зубьев ведущей звездочки встречаются два противоречивых явления. С одной стороны, при большом числе зубьев звенья режущей цепи изнашиваются медленнее, но зато мало изношенная, далеко не потерявшая своей прочности цепь теряет зацепление со звездочкой. С другой стороны, при малом числе зубьев износ звеньев режущей цепи происходит быстрее, но зато и при большом износе цепь не теряет способности зацепления со звездочкой. Она может работать до полной потери своей прочности (до разрыва). Отметим также, что с уменьшением числа зубьев z уменьшаются и габаритные размеры ЦРО камнерезных машин.

Таким образом, соблюдая условия динамической прочности звеньев и соединяющих осей режущей цепи ЦРО (12) – (14) и (19), можно обоснованно приступить к разработке методики выбора рациональных параметров ЦРО камнерезных машин.

Выводы:

1. Обоснованы условия динамической уравниваемости цепного (при $\varepsilon_3 = 0$, $a_{ц} = 0$) рабочего органа в процессе резания камня и определены зависимости соответствующих им режимных и конструктивных параметров.
2. Определены условия динамической прочности цепного рабочего органа, и на их основе выработаны рекомендации к выбору их минимально допустимых геометрических параметров.
3. Сформулированы рекомендации к разработке методики выбора основных параметров цепного рабочего органа камнерезных машин.

Литература

1. Мамасаидов М.Т. Проблемы и перспективы развития камнедобывающей и камнеобрабатывающей отраслей промышленности в Кыргызской Республике [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2019. – № 2. – С. 58 – 64.
2. Мендекеев Р.А. Современные баровые камнерезные машины и мировой опыт их применения при добыче блоков природного камня [Текст] / Р.А. Мендекеев, М.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2012. – № 3,4. – С. 47 – 55.
3. Исманов М.М. Анализ технологий отделения блоков природного камня от массива путем резания / М.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2012. – № 3,4. – С. 58 – 65.
4. Мамасаидов М.Т. Камнерезная машина с канатным рабочим органом [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов. – Бишкек: Улуу Тоолор, 2023. – 196 с.
5. Исманов М.М. Разработка обобщенной динамической модели и получение уравнений движения цепного рабочего органа камнерезных машин [Текст] / М.М. Исманов, И.Э. Исаев // Инновационная наука. – Уфа: АЭТЕРНА, 2016. – № 10 (часть 2). – С. 48 – 56.

6. Исманов М.М. Разработка динамической модели и получение уравнений движения алмазно-канатной машины АКМ-1 / М.М. Исманов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – Екатеринбург: УГГУ, 2016. – № 5. – С. 60 – 69.
7. Мамасаидов М.Т. Зависимости режимных и конструктивных параметров цепного рабочего органа камнерезных машин [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов // Машиноведение. – Бишкек: ИМаш НАН КР, 2018. - № 2. – С. 45 – 58.
8. Мамасаидов М.Т. Зависимости режимных и конструктивных параметров канатного рабочего органа камнерезных машин / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов, А.Т. Нурмаматов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2018. – № 1. – С. 5 – 14.
9. Мамасаидов М.Т. К совершенствованию конструкций камнерезных машин с цепными рабочими органами [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов // Инженер. – Бишкек: ИА КР, 2022. – №24. – С. 42 – 53.
10. Исманов М.М. Определение рационального положения цепного рабочего органа камнерезной машины [Текст] / М.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2018. – № 1. – С. 14 – 19.
11. Исманов М.М. Условия рационального рабочего положения канатного органа камнерезной машины [Текст] / М.М. Исманов, А.Т. Нурмаматов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2020. – №1. – С. 5 – 1.
12. Ицкович Г.М. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов: учебное пособие для вузов / Г.М. Ицкович, Л.С. Минин, А.И. Винокуров. – М.: Высшая школа, 2001. – 592 с.
13. Иванов М.Н. Детали машин [Текст]: учеб. для машиностр. спец. вузов / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1984. – 336 с.
14. Решетов Д.К. Детали машин [Текст] / Д.К. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 492 с.