

УДК 622.232

М.Д.КОЛОМИЙЦОВ, В.С.МАХОВИКОВ

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ГОРНОЙ ТЕХНИКИ

Эффективность использования горной техники оценивается тремя показателями: производительностью, ресурсом и критериями безопасности, которые определяют качество горных, транспортных, стационарных и обогащательных машин и зависят от соотношения их допустимых и фактических нагрузок.

Математическое ожидание и дисперсия нагрузок, возникающих при эксплуатации горной техники, примерно линейно связаны при постоянстве прочих факторов с технической производительностью машины.

Средний ресурс горных машин и оборудования выражают в объеме выполненной работы. При этом ресурс вычисляют как произведение технической производительности машины на время ее суммарной наработки в часах до наступления предельного состояния. Ресурс в функции нагрузки или технической производительности является комплексным показателем качества машин, работающих на горных предприятиях [3]. Его величина должна задаваться при проектировании, определяться при изготовлении и контролироваться при эксплуатации.

Практически качество горной техники оценивается на основе сопоставления допустимой нагрузки с фактической и контролем остаточного ресурса. По мере отработки ресурса допустимая нагрузка снижается, что требует уменьшения эксплуатационной нагрузки и обеспечивается снижением технической производительности и увеличением времени на осмотры и ремонты.

Как правило, предельное состояние машины соответствует состоянию ее редуктора и технико-экономической целесообразности его восстановления в условиях эксплуатации.

Понятие долговечность, используемое в теории надежности, для серийных горных машин и большинства горного оборудования недостаточно конкретно, так как характеризуется предельным состоянием, которое для машин, проходящих капитальный ремонт (восстанавливаемых объектов), может быть, согласно терминам надежности [5], бесконечным. Практически все горные машины и оборудование проходят два-три капитальных ремонта.

Отказы (событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния) для большинства горных машин возникают несколько раз в смену. Ежедневно на шахтах ликвидируют отказы роликов, регулируют тормоза лебедок и т.д. Для большинства машин, эксплуатируемых в подземных условиях, в силу специфических условий работы, отказы ликвидируют без регистрации. Время

на восстановление работоспособного состояния комбайна колеблется от нескольких минут до десятка часов. Функциональная связь отказов с режимом, условиями работы и качеством машины ввиду их многообразия не установлена. Большинство отказов горной техники происходит из-за недостатков в обслуживании, отсутствия контроля нагрузок и эксплуатации не в рациональном режиме. В настоящее время понятие отказа и долговечность не могут быть выражены в функции нагрузки и использованы для управления качеством эксплуатации горных машин и оборудования.

Во многих учебниках, справочниках и методических указаниях производительность горной техники рекомендуется планировать с учетом неизбежных простоев из-за отказа машин. Так, для шахт будущего рекомендуется 15 % времени, отводимого на работу комплекса, планировать на простой, связанные с отказами его элементов [16]. Институт Гипроуглемаш в расчетах для шахт будущего принял коэффициент машинного времени комбайна, равный 0,5. Но в практике шахт Франции, Германии и США, где производительность комплексов в 10-20 раз выше, чем на шахтах Донбасса, Боркуты, Кузбасса, отказы горной техники практически отсутствуют, что достигнуто за счет качественной профилактики машин в ремонтную смену и работы всех машин с нагрузками, не превышающими допустимые. Заметим, что эксплуатационные нагрузки машин регулируются автоматически.

Планирование в инженерных расчетах и научных исследованиях отказов горной техники свидетельствует о предположении, что фактические нагрузки горных машин и оборудования неизбежно будут превышать допустимые, а качество обслуживания машин останется на неизменном уровне.

Зная алгоритм изменения во времени ресурса от нагрузки (производительности), можно обоснованно выбирать рациональную технику для конкретных горно-геологических условий, проектировать технологию отработки месторождения, создавать более совершенные машины, устанавливать и контролировать рациональный режим эксплуатации конкретной машины.

Поскольку фактическую нагрузку на входе привода (на исполнительном органе) комбайна и обогатительной машины, в условиях горного производства установить с достаточной точностью невозможно или трудно [12] (стационарные и транспортные машины), то, зная потребляемую машиной энергию (на выходе), по характеру преобразования мгновенной нагрузки в приводе, т.е. по ее передаточной функции (амплитудно-частотной характеристике), рассчитывают нагрузку на исполнительном органе.

В настоящее время количественная оценка качества машин (квалиметрия) по одному главному показателю - ресурсу - получает все большее применение во всех отраслях техники, в том числе и в горной промышленности США, Германии, Франции.

При общих требованиях к функциональному назначению и их безопасности обогатительные, горные, транспортные и стационарные машины имеют специфические особенности, которые необходимо учитывать при расчетах. Степень стационарности и постоянства передаточных функций приводов, характер нагрузки на исполнительном органе, условия эксплуатации определяют методику расчета их ресурса.

При разрушении горных пород в забоях, исполнительные органы горных машин формируют высокочастотные случайные, не стационарные и не эргодические, нагрузки. Передаточные функции их приводов нестабильны во времени, так как меняются при различных нагрузках, смазке, нагреве, положениях корпуса машины в пространстве. С изменением нагрузки меняются упругостные зазоры в деталях, которые определяют диссипативные потери. Невысокая точность изготовления деталей и их сборки, комбинированное воздействие на них тепловой, изгибной, контактной и износной нагрузок затрудняют определение допустимых напряжений и расчет ресурса.

Стационарные и транспортные машины испытывают сравнительно малодинамичную, детерминированную нагрузку. Передаточные функции их приводов стабильны и их можно рассчитать.

Обогатительные машины занимают промежуточное положение по характеру нагрузок и свойству передаточной функции между горными и стационарными машинами. Нагрузки на исполнительном органе (на входе) аналогичны горным машинам. Однако передаточная функция привода с регулируемой жесткостью, инерционностью и диссипацией рассчитывается детерминировано, что позволяет сглаживать динамику и проводить прочностные расчеты с достаточной точностью.

Существует четыре основных способа оценки ресурса машин:

1) расчет деталей по допустимым напряжениям, которые сопоставляются с фактическими и эквивалентными напряжениями, определяющими время усталостного (изгибного, контактного, ударного и термического), хрупкого или износного разрушения;

2) вероятностные, статистические методы теории надежности, применяемые для прогнозирования ресурса машины, механизма;

3) расчет нагрузок (ресурса) по эквивалентным схемам, когда привод, механизм, машину представляют в виде последовательно или параллельно соединенных моментов инерции, жесткости, диссипативных потерь энергии, эквивалентных по динамическим свойствам фактическим значениям этих параметров машины;

4) энергетический метод, основанный на постулате, что вся энергия, теряемая в элементах машины, участвует в их разрушении, а каждая машина (деталь) может рассеять в своих элементах определенное постоянное количество энергии до наступления предельного состояния наиболее слабого звена.

Все большее развитие получают и комбинированные методы расчета ресурса машин и механизмов. При прочностном методе расчета числа циклов нагружения до наступления предельного состояния детали используют данные вероятностного, статистического метода прогнозирования (определения) допустимых напряжений в деталях. Энергетическим методом прогнозируют ресурс машин по статистическим данным о зависимости времени работы их приводов до наступления предельного состояния от величины и характера нагрузки.

Сочетание разных методов во многих случаях дает плодотворные результаты, но, к сожалению, в вузах страны эти методы изучаются в разных дисциплинах, часто без связи между собой.

Рассмотрим возможный метод определения ресурса горной техники на примере горных машин, испытывающих наиболее сложные комбинированные, случайные нагрузки.

Расчет на прочность зубчатых передач, валов, подшипников по допустимым напряжениям предусматривает воздействие на детали усталостной нагрузки или их хрупкое (пластическое) разрушение. При усталостном разрушении напряжение в поверхностном слое зубьев [8]

$$\sigma = \frac{10700 (i+1)}{A \cdot i} \sqrt{\frac{M_k K (i+1)}{b}} = [\sigma]_{\text{доб}}, \quad (1)$$

где A — межосевое расстояние; b — ширина зубчатого колеса; i — передаточное число зубчатого зацепления; K — коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки по длине контактных линий и динамическую нагрузку, возникающую в передаче; M_k — наибольший крутящий момент на валу колеса; $[\sigma]_{\text{доб}}$ — допустимое напряжение в поверхностном слое зубьев в полусе зацепления.

Структура формул расчета зубчатых передач на излом и усталостный изгиб зуба, хрупкое (пластическое) разрушение его поверхности аналогична структуре формулы (1).

В настоящее время для более точного расчета на прочность совершенствуют вероятностные методы расчета на усталость [15]. Функцию распределения амплитуд напряжений рекомендуется находить обработкой осциллограмм напряжений (нагрузок) и по корреляционной функции и спектральной плотности [1]. Однако в любом случае предполагается, что напряжения меняются стационарно и эргодически.

Для горных машин, где нагрузки на входе и выходе привода меняются, как правило, нестационарно, определить M_k с достаточной точностью сложно, а для промежуточных деталей привода (шестерен, валов) невозможно, так как передаточная функция привода переменна. Кроме того, практически неопределимо допустимое значение напряжения, так как на исследуемую деталь воздействует комбинированная нагрузка (тепловая, износная, усталостная). Поэтому расчет ресурса по допустимым напряжениям для горных машин не дает необходимой точности.

Для оценки ресурса в случае неизвестного закона распределения отказов и ресурса, что характерно для горных машин, точечные значения ресурса рекомендуется рассчитывать согласно теории надежности [4]:

$$T_p = \left[\sum_{i=1}^m t_i + (N-m)t_m \right] / m; P(t) = (N-n(t)) / (N+1), \quad (2)$$

где T_p — расчетный ресурс; $P(t)$ — вероятность совпадения фактического и расчетного ресурсов; N — число наблюдаемых однотипных изделий; m — число изделий, у которых за время наблюдений наступило предельное состояние; t_i — отдельные значения случайной величины ресурса; t_m — установленная продолжительность наблюдений; n — число наблюдаемых изделий в

вариационном ряду (по времени отработки ресурса), имеющих через время t ресурс, меньший T_p .

Допустим, мы исследуем ресурс 30 однотипных комбайнов, работающих в одинаковых условиях, в одном режиме (что практически почти невозможно). Нам интересует оценка ресурса $P(t)$ комбайнов через время t , которое занимает 20-е место в вариационном ряду исследуемых 30 машин. Поскольку выяснилось, что все 30 машин имеют разный ресурс, то с меньшим, чем T_p , ресурсом оказалось 19 машин, т.е. $n(t) = 19$. Тогда $P(t) = (30 - 20) : (30 + 1) \approx 0,36$, т.е. полученные наблюдения не позволяют прогнозировать ресурс машин, работающих в аналогичных условиях, так как вероятность прогноза составляет 36 %.

Если бы из 30 наблюдаемых комбайнов все машины имели бы один ресурс, то вариационный ряд наблюдений был бы равен единице, $n(t) \rightarrow 0$ и $P(t) \rightarrow 100\%$.

Условия эксплуатации, характеризующие нагрузку и качество комбайнов одного типа, у каждой машины различны, т.е. неоднородны. Поэтому для комбайнов и других типов машин (сельскохозяйственных, дорожных, строительных, скрепковых конвейеров, ряда обогатительных машин) в принципе невозможно использовать статистическую методику теории надежности для прогнозирования ресурса. Но, например, для оценки ресурса роликов ленточного конвейера рассматриваемая теория надежности вполне подходит (режим работы всех N роликов однороден).

Для оценки ресурса машин, испытывающих динамические случайные нагрузки на входе (на исполнительном органе) и имеющие нестационарную передаточную функцию привода (комбайны, экскаваторы, буровые машины, скрепковые конвейеры), целесообразно применять энергетический метод.

Метод основан на аксиоме, что разрушение (предельное состояние) узлов и механизмов машины определяется только энергией, рассеиваемой в этих элементах. При нормальной эксплуатации для однотипных машин существует определенное количество энергии (энергоресурс), которое этот привод может "рассеять в себе", после чего он теряет работоспособность. Энергоресурс, таким образом, есть свойство данного привода (механизма, машины) и может быть рассчитан по формуле

$$K_k = \int_0^{T_p} \Delta P(t) dt = \text{const}, \quad (3)$$

где ΔP — средние потери мощности в приводе за время t ; $\Delta P = P_x + \alpha P_2$; P_x — потери холостого хода; α — интенсивность роста потерь мощности с увеличением мощности на исполнительном органе (входе) машины P_2 .

Параметры P_x и α как показатели качества сборки (изготовления) машины определяются на стенде [9] в процессе приемосдаточных испытаний и характеризуют статическую передаточную функцию привода.

Следовательно, в процессе эксплуатации машины необходимо регистрировать с помощью приборов время ее работы t_i с разными уровнями нагрузки [11, 17], т.е. определять $P_i(t)$ и $T_p = \sum_{i=1}^n t_i$, где n — количество уровней

нагрузок, которые фиксируются приборами. Зная $P_i(t)$ и t_i , по формуле (3) вычислим энергоресурс N однотипных (однородных) машин. Если какой-либо комбайн будет работать с большими нагрузками $P_i(t)$, то у него будут большие потери ΔP и при том же энергоресурсе K_k меньший ресурс в часах (T_p) или тоннах ($Q = T_p v_n K_k$, где v_n - скорость подачи комбайна; K_k - производительность 1 м лавы).

Ресурс для любых машин может быть определен аналитично в следующей последовательности:

- 1) качество машины $\Delta P = f(P_i)$ по стендовым испытаниям;
- 2) ресурс $P = f(v_n, t)$ по натурным испытаниям;
- 3) энергоресурс K_k по вероятностному статистическому методу с усреднением функций ΔP и P ;
- 4) ресурс $Q = T_p v_n K_k$ расчетом.

Энергетический метод подробно описан в научных публикациях и учебных пособиях [9], однако он трудоемок и требует знания энергоресурса машины, регистрации ее нагрузок в процессе эксплуатации и стендовых испытаний для определения потерь холостого хода и интенсивности роста потерь с увеличением нагрузки (показателей качества привода). Метод не эффективен при создании новой или модернизации серийной машины (менюется энергоресурс).

Гораздо целесообразнее, если нагрузка машины на выходе детерминирована, передаточная функция привода стационарна и может быть рассчитана, для оценки ресурса использовать механические модели теории прочности, которые основаны на сопоставлении фактических напряжений, зависящих от упругих деформаций, с их допустимыми значениями.

Хотя математический и логический аппарат этого метода исследования [2,7] совершенствуется, пока нет единой теории прочности, основанной на зависимости деформации от напряжения. Современные механические теории разрушения описывают только одну из сторон сложного явления, протекающего в теле под действием прикладываемой энергии (усилий, температуры). Критерии Мора, Шлейхера и другие получены для изотропных материалов. Они не учитывают температурные и объемные параметры и фактор времени, поэтому не применимы для рассматриваемых задач. Эти методы расчета ресурса дали представительные результаты для приводов подъемных машин, вентиляторов и другого горного оборудования, испытывающего статическую или стационарную циклическую нагрузку.

При любых нагрузках и для любых систем справедливо положение этого метода: любой материал или система имеют определенный отклик (характеристику) в виде деформации на возникающее напряжение (нагрузку) с учетом фактора времени и масштаба. Поэтому потенциальная энергия, возникающая в детали под действием напряжения и деформации, является объективной характеристикой, так как основывается на законе сохранения энергии.

Поскольку решение поставленной задачи (прогнозирование ресурса) для горной техники весьма сложно, разработан формальный подход к решению про-

блези, описанный на замену реальной среды реологической моделью, которая отражает преобразование энергии в системе (приводе комбайна).

Реологическое описание внутреннего трения (что наиболее важно для привода горных машин) в рамках линейной (упрощенной) реологии может быть представлено моделями Максвелла, Фойгта, Эйлера, Алфрей - Коббеко и рядом других гипотез [14].

Согласно модели Максвелла, коэффициент поглощения энергии исследуемой системы

$$\psi = \frac{\Delta W}{2\pi W} = \frac{1}{\omega \tau} = \frac{E}{\omega \rho}, \quad (4)$$

т.е. с ростом частоты ω снижается.

Предположение, что упругая деформация устанавливается мгновенно, т.е. что тело обладает идеальной упругостью и вязкостью, не соответствует существу явления в приводах горных машин (см. рисунок, а).

Для модели Фойгта (см. рисунок, б), где учитывается запаздывание упругой реакции, коэффициент поглощения

$$\psi = \frac{\Delta W}{2\pi W} = \tan \varphi \cdot 2\pi \cdot \omega \tau, \quad (5)$$

где $\tan \varphi$ - сдвиг по фазе между напряжением и деформацией (деформация отстает на угол φ). Угол φ является мерой внутреннего трения, характеристикой гистерезиса.

Сравнивая формулы (4) и (5), заметим, что для модели Фойгта рассеиваемая энергия ΔW увеличивается

Реологические модели упруговязких систем: |
Максвелла (а); Фойгта (б) и Алфрей - Коббеко (в)
ε - деформация; t - время; E - модуль
упругости (жесткость); ρ - коэффициент диссипации

пропорционально частоте, а для модели Максвелла уменьшается. Это характерно и для зависимости внутреннего трения от температуры в предположении, что нагрев пропорционален времени τ . Исследования [9] показали, что для привода горных машин ни одна из рассмотренных моделей не подходит. Физические процессы, происходящие в электродвигателе комбайна, соответствуют примерно, модели Фойгта, а потери энергии в редукторе - частично той и другой модели.

Модель Зинера описывает стандартное поведение литейного тела:

$$\Psi = \frac{\Delta W}{2\pi W} = \frac{\omega(\tau_n - \tau_s)}{1 + \omega^2 \tau_s \tau_n} \quad (6)$$

Пологая $\tau_s = \rho/E_1$; $\tau_n = \rho/E_2$ [13], найдем среднее геометрическое время релаксации $\tau = \sqrt{\tau_s \tau_n}$ и средний модуль Юнга $E = \sqrt{E_1 E_2}$.

Тогда, учитывая, что $\tau_n/\tau_s = E_2/E_1$, коэффициент поглощения

$$\Psi = \frac{\Delta W}{2\pi W} = \frac{E_2 - E_1}{E} \frac{\omega \tau}{1 + \omega^2 \tau^2}$$

Приведенное уравнение (модуль Зинера) имеет смысл, если $\tau_n > \tau_s$. Для горных машин это справедливо, так как время релаксации напряжения меньше времени возвращения в исходное положение деформации. Попытки численного сопоставления расчетов трехмассовой модели по уравнению Зинера с фактическими потерями в приводе дают очень большие расхождения, объяснимые несоответствием влияния ω и τ на потери энергии в приводе.

Известна наиболее общая механическая модель, связывающая деформации и напряжения в системе, — четырехэлементная модель Алфрэя — Коббеко (см. рисунок, в). Общая деформация тела по этой модели описывается уравнениями

$$\epsilon = \epsilon_M + \epsilon_F; \quad \dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}_M + \dot{\epsilon}_F,$$

где $\dot{\epsilon}_M(\epsilon_M)$ и $\dot{\epsilon}_F(\epsilon_F)$ — соответственно скорость деформации элементов по моделям Максвелла и Фойгта.

Коэффициент поглощения

$$\Psi = \frac{\Delta W}{2\pi W} = \frac{1 + \omega^2 \tau_2^2 + \frac{E_1}{E_2} \omega^2 \tau_1 \tau_2}{\omega \tau_1 \left(\frac{E_1 + E_2}{E_2} + \omega^2 \tau_2^2 \right)},$$

где $\tau_1 = \rho_1/E_1$; $\tau_2 = \rho_2/E_2$.

Если предположить, что ρ_1 и E_1 характеризуют внутренние потери и жесткость механической характеристики электродвигателя комбайна, а ρ_2 и E_2 — те же параметры редуктора, то получим, что потери энергии в системе существенно зависят от соотношения между ρ_1, E_1 и ρ_2, E_2 . Если $E_2 \ll E_1$ и $\rho_1 \gg \rho_2$, то деформации и потери энергии в приводе будут определяться моделью Фойгта; если $E_2 \gg E_1$, то моделью Максвелла.

Практически для описания реальных материалов, а тем более систем типа привода комбайна двух времен релаксации τ_s и τ_n недостаточно. Усложняя модель, можно для конкретного привода получить более точное значение потерь энергии (ресурса). Однако при этом тернется физический смысл уравнений, формулы становятся эмпирическими, что позволяет решать задачи в общем виде.

Анализ нагрузок машин по эквивалентным схемам проводится в ряде исследований электропривода и привода комбайнов [6, 10]. В Институте горного дела им. А.А.Скопинского разработана эквивалентная схема динамической системы комбайна [10]. Схема дает наиболее полную из известных исследований

информацию о динамической нагрузке комбайна. Она содержит девять обобщенных коэффициентов, определяющих положение основных элементов привода во времени. Уравнение движения для каждой из девяти обобщенных координат можно получить, составив уравнение энергетического баланса

$$T + D + P = W,$$

где T и D — кинетическая и диссипативная (рассеиваемая в системе) энергии; P и W — потенциальная энергия и энергия внешних сил.

Получено девять взаимосвязанных дифференциальных уравнений движения комбайна. Система позволяет на стадии проектирования машины учитывать и прогнозировать возможные колебания скоростей, усилий, резонансные частоты, передаточные функции привода, т.е. анализировать с помощью ЭВМ проектируемую систему. Однако для реальных горных машин такой метод оценки динамических параметров сложен. Действительно, необходимо учитывать около 50 параметров вероятностного характера. Поэтому нетрудно показать, пользуясь методами теории ошибок, что даже при незначительной дисперсии каждого параметра результаты могут не только существенно изменяться по величине, но и изменять общую физическую картину происходящих явлений.

Выводы

В настоящее время нет общего метода расчета горной техники. Для прогноза ресурса и управления качеством изготовления и эксплуатации горных машин, испытывающих высокодинамические случайные нагрузки и имеющих сложную конструкцию, следует пользоваться энергетическим методом. Этот метод может быть эффективен для расчета скрепковых комбайнов, обогатительных машин и других аналогичных систем. Для машин и узлов, испытывающих сложную нагрузку, но работающих в стационарном режиме (ленточные конвейеры, гидрокраны и другое, аналогичное по нагрузкам горное оборудование), целесообразен расчет по вероятностным, статистическим методам теории надежности. Стационарные машины со статической или циклической нагрузкой, имеющие постоянные передаточные функции приводов (подъемные машины, вентиляторы, насосы, лебедки и т.д.), можно достаточно точно рассчитывать традиционными прочностными методами по допустимым напряжениям. Расчет систем по эквивалентным схемам разумно использовать на стадии технического задания при создании новой техники, анализа параметров проектируемой машины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Недра, 1964. 576 с.
2. Гальпер Г. Основы метода конечных элементов. М.: Мир, 1984. 380 с.
3. ГОСТ 15.467-70. Качество продукции. Термины. М.: Госстандарт, 1973. 32 с.
4. ГОСТ 27.503-81. Методы оценки показателей надежности. М.: Госстандарт, 1982. 25 с.
5. ГОСТ 27.002-83. Надежность в технике. Термины и определения. М.: Госстандарт, 1983. 27 с.

6. Дюжухин А.В., Красников Ю.В., Хургян З.Я. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин. М.: Недра, 1983. 193 с.

7. Зенкевич О.Д. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 34 с.

8. Кистьян Я.Г. Методика расчета зубчатых передач на прочность. М.: Машино, 1963. 203 с.

9. Коломийцов М.Д. Эксплуатация горных машин и автоматизированных комплексов / Ленинградский горный ин-т. Л., 1986. 96 с.

10. Краус Э.Г., Пименов М.И., Астафьев В.А. Исследование временных параметров критических состояний перегружаемого электропривода // Горная электромеханика и электрификация / Ин-т горного дела им.А.А.Столпинского. М., 1972. Вып. 31. С. 47-50.

11. Махоловков Б.С., Коломийцов М.Д., Андреев А.Г. Прибор для контроля режимов эксплуатации и определения времени перерыва очистного комбайна // Горные машины и автоматика: Сб. статей/НИИЭИуголь. М., 1976. № 6. С. 8-12.

12. ОСТ 12.44.024-82. Изделия угольного машиностроения. Порядок разработки эксплуатационных документов / Минуглемаш СССР. М., 1982. 47 с.

13. Павовко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М.: Физматгиз, 1960. 207 с.

14. Постников В.С. Внутреннее трение в металлах. М.: Металлургия, 1969. 330 с.

15. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 385 с.

16. Солод В.И., Зайков Е.И., Первов К.М. Горные машины и автоматизированные комплексы. М.: Недра, 1981. 352 с.

17. Шмарьян Е.Н. Определение и контроль расхода ресурса горных машин // Методы расчета: Сб. статей / ВНИИМАШ. М., 1977. Вып. 31. С. 8-15.