

В дальнейшем предполагается использование новых материалов, а также методов их нанесения, позволяющих добиться лучших результатов.

Библиографический список

1. ГОСТ 31327-2006. Метод сравнения данных по шуму машин и оборудования. – М.: Изд-во стандартов, 2007. – 8 с.
2. ГОСТ 31333-2006. Измерение шума легковых пассажирских автомобилей в условиях, соответствующих городскому движению. – М.: Изд-во стандартов, 2007. – 5 с.
3. Победин А.В., Домолазов Ф.С., Долотов А.А. Статистическая оценка шумности автомобиля ГАЗ-3110 // Известия ВолгГТУ. Серия «Наземные транспортные системы»: межвузов. сб. науч. ст. – Волгоград: Изд-во ВолгГТУ, 2007. – Вып.2. № 8 (34). – С.115-116.

УДК 621.4

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОЗДУШНЫХ СУДОВ ЗА СЧЁТ ПОВЫШЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ И РЕСУРСА ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Барманов И.С., Балякин В.Б., Жильников Е.П.

*ФГБОУ ВПО «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)» (СГАУ),
443086, г. Самара, Московское шоссе, 34,*

кафедра «Основы конструирования машин», isbarmanov@mail.ru

Аннотация

Рассмотрено влияние радиального зазора, частоты вращения, а также радиальных и осевых нагрузок на радиальные перемещения и жёсткость шарикового подшипника. Проведена оценка влияния жёсткости подшипника на жёсткость опоры.

Ключевые слова: шариковый подшипник, жёсткость, деформация.

INTENSIFICATION OF THE USE OF AIRCRAFT BY IMPROVING THE RELIABILITY AND SERVICE LIFE OF GAS TURBINE ENGINES

Barmanov I., Balyakin V., Zhilnikov E.

Samara State Aerospace University named after academic S.P. Korolev

Abstract

The influence of radial clearance, frequency rotation, as well as radial and axial force on the radial displacement and the stiffness of a ball bearing.

Evaluated the influence of the rigidity of the bearing on the stiffness of support.

Key words: ball bearing, deformation, stiffness.

Развитие авиационных перевозок неразрывно связано с интенсификацией использования самолётов и вертолётов, т.е. с увеличением суточного часового налёта до 12-20 часов. Причём эта тенденция в основном относится к ближнемагистральным и среднемагистральным летательным аппаратам. Естественно, что при такой интенсивности эксплуатации очень остро встаёт вопрос о надёжности и ресурсе воздушных судов, и в первую очередь это касается двигателей. Уровень надёжности и ресурс напрямую связан с вибрационными характеристиками двигателя.

Вибрационное состояние авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) зависит от характеристик жёсткости и демпфирования в опорах роторов. В настоящее время широко используются упругодемпферные опоры, характеристики которых определяются конструкцией её структурных элементов: корпуса; упругого элемента (УЭ); подшипника качения (ПК); гидродинамического демпфера (ГДД). Однако опора ротора двигателя может включать не все перечисленные структурные элементы. Например, опора ротора компрессора высокого давления двигателя Д-36 не имеет демпфера (рис. 1).

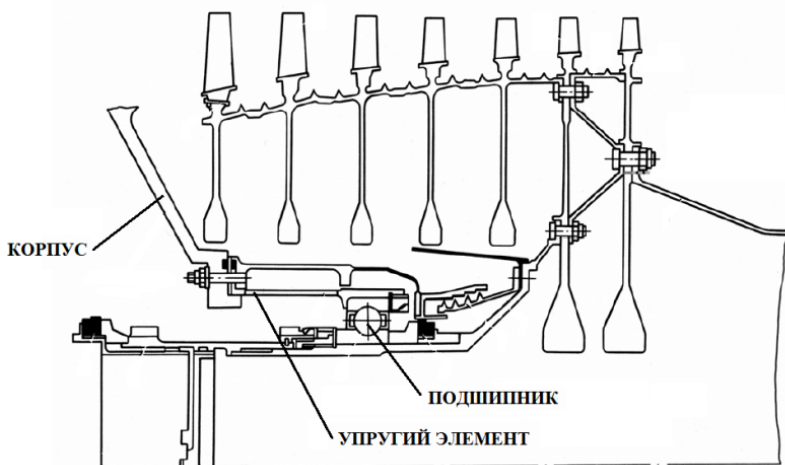


Рис. 1. Схема опоры ротора компрессора высокого давления двигателя Д-36

Согласно [1] коэффициент жёсткости упругодемпферной опоры определяется выражением

$$c_{\text{вдо}} = \frac{c_K c_{\text{ПК}} (c_{\text{ГДД}} + c_{\text{УЭ}})}{c_K c_{\text{ПК}} + c_K (c_{\text{ГДД}} + c_{\text{УЭ}}) + c_{\text{ПК}} (c_{\text{ГДД}} + c_{\text{УЭ}})}, \quad (1)$$

где c_K – коэффициент жёсткости корпуса;
 $c_{\text{ПК}}$ – коэффициент жёсткости ПК;
 $c_{\text{ГДД}}$ – коэффициент жёсткости ГДД;
 $c_{\text{УЭ}}$ – коэффициент жёсткости УЭ.

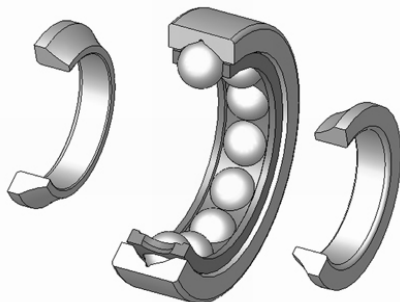


Рис. 2. Шариковый радиально-упорный подшипник

В опорах авиационных ГТД для восприятия осевых и радиальных нагрузок нашли применение шариковые радиально-упорные ПК (рис. 2). В справочной литературе отсутствуют формулы для определения жёсткости ПК и приводятся выражения только для относительных перемещений колец под действием нагрузки. Данные формулы основаны на определении деформаций в контакте тел качения по теории Герца. В монографии [2] получены формулы для расчёта жёсткости различных типов подшипников. Радиальная жёсткость для шарикового радиально-упорного ПК определяется выражением

$$C_r = 3,24 \cdot 10^7 \frac{\cos^2 \alpha}{k} \sqrt[3]{\frac{d_w z^2 F_a}{\sin \alpha}}, \quad (2)$$

где α – угол контакта;
 d_w – диаметр шариков;
 z – количество шариков;
 k – коэффициент, учитывающий неравномерность нагружения шариков;
 F_a – осевая нагрузка.

Анализируя приведенную зависимость, можно сделать вывод, что данная формула не учитывает многие конструктивные и эксплуатационные факторы: частоту вращения; радиальный зазор; радиальную нагрузку; толщину слоя смазки и т.д. В связи с этим применение формулы (2)

может дать большую погрешность при определении коэффициента жёсткости опоры.

Для более точного расчёта можно использовать методику, изложенную в работе [3]. При расчётах учитываются перекосы произвольного направления наружного и внутреннего колец, толщина смазочного слоя, а также изменения радиальных зазоров при высоких скоростях вращения и наличии разности температур колец. Методика позволяет рассчитывать относительные смещения колец, распределение нагрузки и углы контакта, толщины смазочных слоёв в контактах, контактные напряжения и долговечность подшипника с двух-, трёх- и четырёхточечным контактом шариков при различных условиях нагружения.

Были проведены расчёты для авиационного подшипника №126126. Величина начального радиального зазора составляла 150 мкм, а перекосы наружного и внутреннего колец принимались равными нулю. При расчёте подшипника радиальная нагрузка находилась в диапазоне $F_r=0\dots1000\text{Н}$, осевая – $F_a=0\dots900\text{ Н}$, а частота вращения внутреннего кольца подшипника – $n = 0\dots8000\text{ об/мин}$.

В шариковом радиально-упорном подшипнике углы контакта тел качения с дорожками качения зависят от величин осевой и радиальной нагрузок. К примеру, для подшипника №126126 углы контакта меняются от 18° до 50°. При этом соответственно будут меняться перемещения колец и коэффициент жёсткости подшипника. Величина этих перемещений в основном будет зависеть от углов контакта наиболее нагруженного тела качения. В табл.1 приведены значения углов контакта для наиболее нагруженного шарика при различной осевой нагрузке на подшипник.

Таблица 1

Углы контакта наиболее нагруженного тела качения при осевой нагрузке на подшипник №126126

Осевая нагрузка, Н	0	50	150	250	350	500	700	900
Угол контакта, град.	18,1	18,3	18,5	18,8	19	21,6	24,4	26,2

На рис. 3 приведены графики зависимости радиальных перемещений в подшипнике от нагрузок и частоты вращения, а на рис. 4 – графики зависимости радиальной жёсткости.

На рис. 3 видно, что при постоянной радиальной нагрузке радиальные перемещения в подшипнике при увеличении осевой нагрузки падают. При этом зависимости имеют два характерных участка. Сначала значения резко снижаются, после чего увеличение осевой нагрузки не сильно влияет на уменьшение радиальных перемещений. Переход происходит при отношении осевой силы к радиальной, равной $F_a/F_r \approx 0,3$.

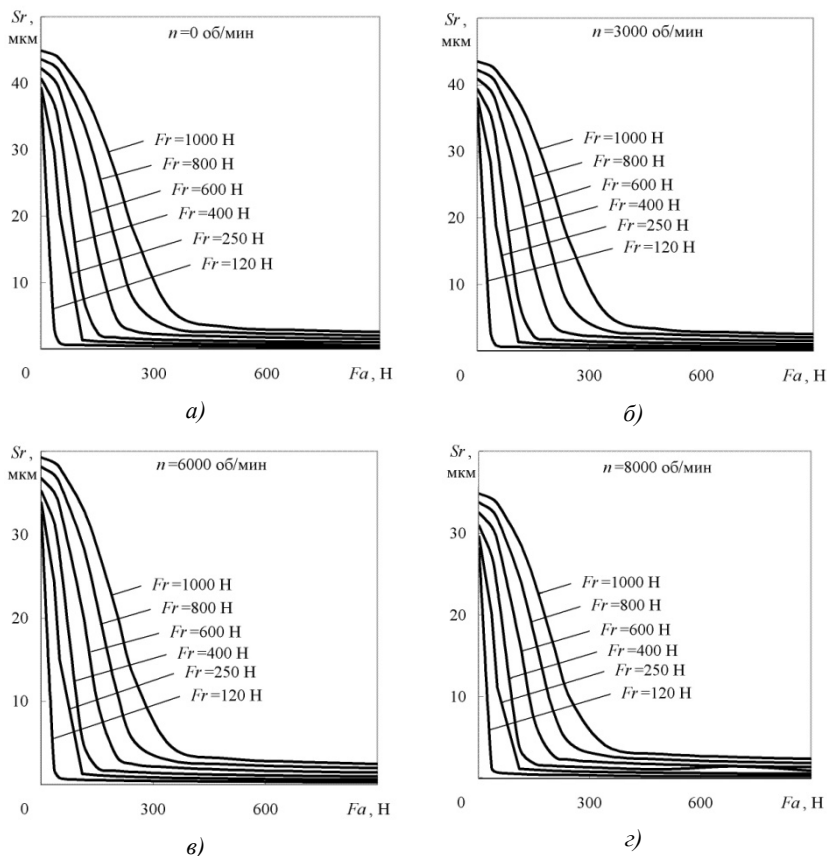


Рис. 3. Зависимость радиальных смещений в подшипнике от осевой нагрузки при различной радиальной нагрузке и частоте вращения:
 а - $n=0$ об/мин; б - $n=3000$ об/мин; в - $n=6000$ об/мин; з - $n=8000$ об/мин

Из рис. 4 видно, что коэффициент радиальной жёсткости с ростом осевой нагрузки снижается, достигая минимума, а потом начинает возрастать. Минимальное значение на порядок меньше, чем значение при нулевой осевой нагрузке и соответствует соотношению сил $F_a/F_r \approx 0,25 \dots 0,3$. Имеет место ярко выраженный провал характеристики, причём ширина его прямо зависит от величины радиальной нагрузки – чем больше радиальная нагрузка, тем шире область низких значений коэффициента жёсткости подшипника. При этом минимальное значение коэффициента жёсткости соизмеримо с жёсткостью УЭ, которое обычно составляет 10...20 Н/мкм.

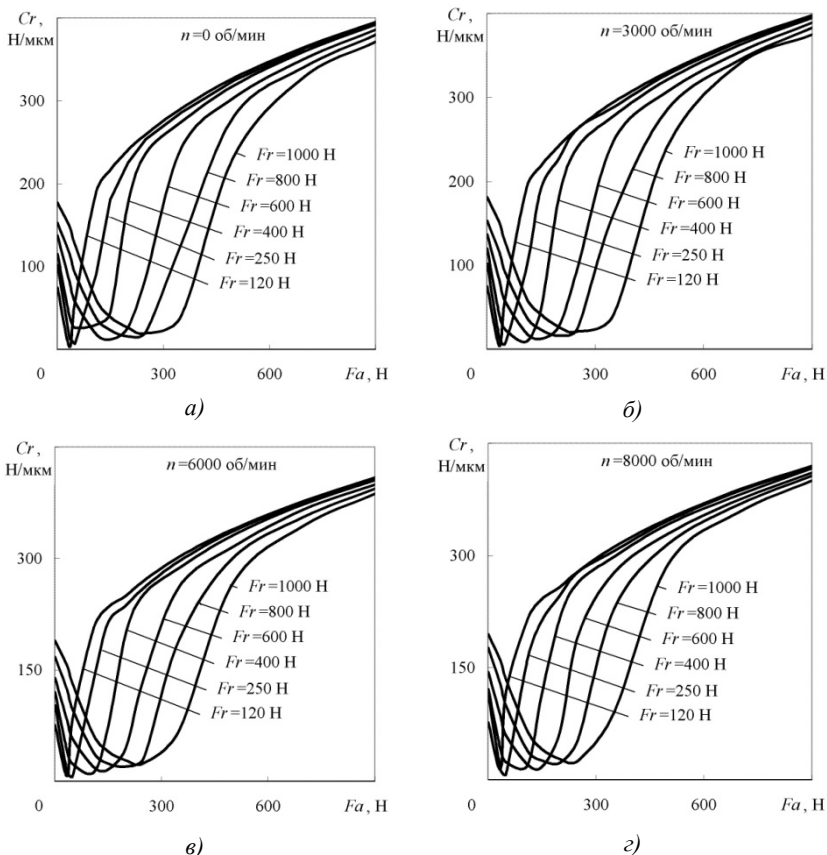


Рис. 4. Зависимость коэффициента радиальной жёсткости от осевой нагрузки на подшипник при различной радиальной нагрузке и частоте вращения: а - $n=0$ об/мин; б - $n=3000$ об/мин; в - $n=6000$ об/мин; г) $n=8000$ об/мин

Можно утверждать, что радиальные перемещения и жёсткость существенно изменяются при изменении нагрузок. Характер зависимостей одинаков при одинаковом соотношении сил. Такое изменение необходимо учитывать при проектировании опор роторов, так как осевые и радиальные нагрузки на подшипники зависят от режима работы двигателя.

Оценим влияние коэффициента жёсткости подшипника на коэффициент жёсткости опоры на примере передней опоры компрессора высокого давления двигателя Д-36 (рис. 1). При этом примем жёсткость корпуса равной бесконечности $c_K = \infty$. Тогда формула (1) для определе-

ния коэффициента жёсткости опоры примет следующий вид $c_o = \frac{c_{ПК}c_{УЭ}}{c_{ПК} + c_{УЭ}}$. Рассмотрим некоторые возможные случаи соотношения коэффициентов жёсткостей ПК и УЭ и оценим их влияние на коэффициент жёсткости опоры:

- жёсткость подшипника меньше жёсткости упругого элемента ($c_{ПК} = 0,5c_{УЭ}$)

$$c_o = \frac{c_{ПК}c_{УЭ}}{c_{ПК} + c_{УЭ}} = \frac{0,5c_{УЭ}^2}{1,5c_{УЭ}} = 0,33c_{УЭ};$$

- жёсткость подшипника равна жёсткости упругого элемента ($c_{ПК} = c_{УЭ}$)

$$c_o = \frac{c_{ПК}c_{УЭ}}{c_{ПК} + c_{УЭ}} = \frac{c_{УЭ}^2}{2c_{УЭ}} = 0,5c_{УЭ};$$

- жёсткость подшипника на порядок больше жёсткости упругого элемента ($c_{ПК} = 10c_{УЭ}$)

$$c_o = \frac{c_{ПК}c_{УЭ}}{c_{ПК} + c_{УЭ}} = \frac{10c_{УЭ}^2}{11c_{УЭ}} = 0,91c_{УЭ}.$$

В первом случае жёсткость опоры будет отличаться от жёсткости УЭ на 67%. Если жёсткость УЭ и ПК имеют один порядок, то жёсткость опоры будет отличаться на 50% от величины жёсткости УЭ. Если же жёсткость ПК будет на порядок выше жёсткости УЭ, то жёсткость опоры будет отличаться от жёсткости УЭ не более чем на 10%. Таким образом, можно заключить, что жёсткость опоры существенно зависит от жёсткости подшипника, если $0,1 < Fa/Fr < 0,4$ (рис. 4). В противном случае жёсткостью подшипника можно пренебречь и жёсткость опоры будет определяться только жёсткостью упругого элемента.

На рис. 5 приведены зависимости коэффициента радиальной жёсткости, определённые по методике [3] (сплошные линии) и по формуле (2) (пунктирные линии). Как видно из графика, значение коэффициента радиальной жёсткости для радиально-упорного подшипника получаются завышенными по сравнению со значениями, полученными по методике [3]. Значения коэффициентов жёсткости существенно отличаются, в результате мы получим большие погрешности при вычислении жёсткости опоры, особенно, если соотношение нагрузок будет находиться в интервале $0,1 < Fa/Fr < 0,4$, т.к. значения коэффициентов жёсткости различаются на порядок.

Как известно, от величины радиального зазора зависит распределение нагрузки между шариками (рис. 6). В зависимости от этого распределения будут меняться деформации в контактах шариков и колец, ради-

альные перемещения в подшипнике, и соответственно жёсткость.

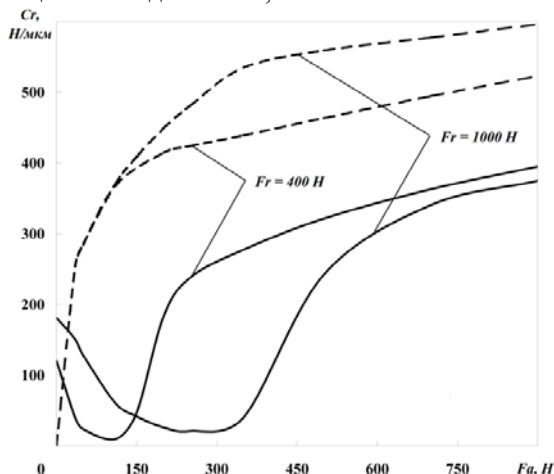


Рис. 5. Сравнение результатов расчёта коэффициентов радиальной жёсткости

В опорах некоторых современных авиадвигателей подшипники качения работают с небольшим натягом, причём продолжительное время. Более того, зазоры в подшипнике могут меняться под воздействием тепловых потоков из проточной части двигателя и из самого подшипника. Поэтому очень важно знать, как изменение величины радиального зазора будет влиять на изменение коэффициента жёсткости подшипника.

Были проведены расчёты для подшипника №126126 (сорт смазочного материала МК-8). Величина радиальной нагрузки составляла $F_r=2000$ Н, осевой — $F_a=5000$ Н, а частота вращения принималась $n=10000$ об/мин. На рис. 7 представлена зависимость радиальной жёсткости от величины радиального зазора.

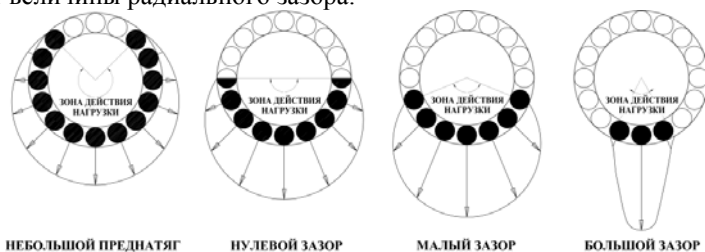


Рис. 6. Распределение нагрузки в подшипнике при различных радиальных зазорах

Видно, что зависимость нелинейная обратно пропорциональная. Жёсткость подшипника при радиальных зазорах в подшипнике, равных 0 и 500 мкм, отличается примерно в 2-2,5 раза. Такая разница может существенно изменить частоту собственных колебаний ротора.

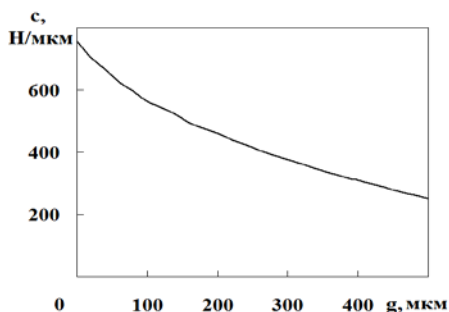


Рис. 7. Зависимость радиальной жёсткости подшипника от радиального зазора

Рассматривается влияние частоты вращения на коэффициент радиальной жёсткости шарикового подшипника. Были проведены расчёты для подшипника № 126126, сорт смазочного материала МК-8. Величина радиальной нагрузки F_r составляла 1250, 2500, 3750, 5000 и 7500 Н, осевой F_a - 5000 Н. Диапазон частот вращения принимался $n=0\dots 20000$ об/мин.

Количественно оценим влияние частоты вращения по относительной жёсткости подшипника C_n , равной отношению жёсткостей соответственно при заданной и нулевой частоте вращения. Зависимости относительной жёсткости подшипника от частоты вращения приведены на рис.8.

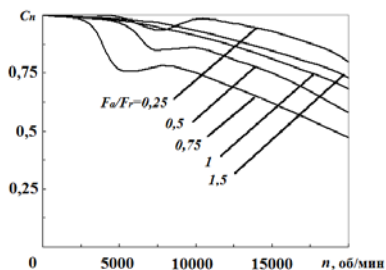


Рис. 8. Зависимости относительной жёсткости подшипника от частоты вращения при различных нагрузках

Анализируя рис. 8, можно сделать вывод, что центробежные силы оказывают существенное влияние при частотах вращения больше 5000...8000 об/мин. Причём, меньшие значения соответствуют небольшим осевым нагрузкам, т.е. когда $F_a/F_r \leq 0,75$. Чем меньше соотношение осевой и радиальной силы, тем большее влияние оказывают центробежные силы, и значение жёсткости может отличаться в несколько раз.

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что такие конструктивные и эксплуатационные факторы, как радиальный зазор, частота вращения, осевые и радиальные нагрузки оказывают суще-

ственное влияние как на жёсткость самого подшипника, так и на жёсткость всей опоры ротора ГТД, и должны учитываться при проектировании двигателей. Таким образом, учёт конструктивно-эксплуатационных параметров опор позволяет улучшить вибрационное состояние авиадвигателей и повысить ресурс их эксплуатации и работоспособность.

Библиографический список

1. Балякин В.Б., Барманов И.С. Обобщённая методика расчёта и проектирования упругодемпферных опор роторов авиационных газотурбинных двигателей // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – Самара, 2012. – Т. 14, № 4 – С. 282-287.
2. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / под ред. А.И. Белоусова. – Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002 – 335 с.
3. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов [и др.]. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 254 с.

УДК 656.029.6

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОПЛАТФОРМЫ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ ГОРНОЙ МАССЫ

Кузьмин С.Л., Турбит А.Н., Киль С.Н.

Рудненский индустриальный институт

*111500, Республика Казахстан, Костанайская область,
г. Рудный, ул. 50 лет Октября 38, kilsrg@rambler.ru*

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы технологии транспортировки горной массы. Предлагается использовать контейнерные перевозки. Для перемещения горной массы проектируется самоходная автоплатформа. Произведены необходимые расчеты и определена мощность привода.

Ключевые слова: карьер, горная масса, автоплатформа, лебедка, проектный и прочностной расчеты.

DESIGN FOR AUTOPLATFORMS TRANSPORTATION OF ROCKS

Kuzmin S., Turbit A., Kiel S.

Rudny Industrial Institute

Abstract

In article it is considered questions of technology of transportation of mountain weight. It is offered to use container transportations. For movement of mountain weight not self-propelled autoplatfrom is projected. Necessary calculations are made and drive capacity is determined.

Key words: pit, mountain weight, autoplatfrom, winch, design and strength calculations.