

DOI: 10.47026/1810-1909-2022-1-88-99

УДК [621.822.6:620.1.052]:621.313

ББК [К445.32:Ж121.3]:3261

А.Н. МАТЮНИН, Р.А. РОМАНОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ИСХОДЯ ИЗ НОМИНАЛЬНОГО МОМЕНТА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Ключевые слова: подшипники, конец вала, механический расчёт, электрический двигатель 1ДВМ160.

Целью статьи является описание методики расчёта динамической грузоподъёмности наиболее нагруженного подшипника электрической машины на этапе электромагнитного расчёта. Предлагаемая методика позволяет изначально определить размеры таких частей электрической машины, как подшипники и подшипниковые щиты. В статье рассмотрен расчёт электромагнитных и механических параметров электрической машины на основе машинной постоянной. Переход от машинной постоянной к механическим параметрам подшипника осуществляется через эпюру радиальных нагрузок (реакций), действующих на подшипники. Приведены зависимости длины конца вала от допускаемого крутящего момента электрической машины в соответствии с ГОСТом при различном характере нагрузки, разной прочности и твердости материала вала. Данная методика связывает механические и электромагнитные параметры машины, позволяет выполнить элементы механического расчёта на ранних этапах разработки. Для упрощения методики расчёта введены некоторые относительные геометрические параметры, зависящие от типа и серии или модели электрической машины. Рассчитана грузоподъёмность наиболее нагруженного подшипника магнитоэлектрического двигателя 1ДВМ160 для привода станков-качалок нефти. Исходными данными для расчёта послужили сведения из конструкторской документации, результаты компьютерного моделирования магнитного поля и испытаний. На основании расчёта получено значение динамической грузоподъёмности наиболее нагруженного подшипника, соответствующее расчётной механической нагрузке. На практике может быть актуальной обратная задача – определение электромагнитного момента и мощности проектируемой электрической машины по параметрам подшипников, ограниченными заданными исходными размерами машины.

При разработке или усовершенствовании конструкции электрической машины наряду с электромагнитными и тепловыми расчётами механические расчёты во многом определяют энергетические, массогабаритные и виброакустические показатели, а также надёжность и срок службы электрической машины. Ключевым механическим узлом, находящимся под зачастую сложной и тяжёлой нагрузкой, являются подшипники. Подшипники во вращающихся электрических машинах воспринимают действия силы тяжести ротора, силы одностороннего притяжения, сил, возникающих от несбалансированности ротора и дополнительных продольных нагрузок от приводных механизмов.

Традиционными для применения в электрических машинах являются металлические подшипники качения. Наряду с металлическими получают распространение керамические подшипники, обладающие высокой жесткостью и термической стабильностью. При этом наилучшими характеристиками при высокой температуре и высокой скорости вращения обладают цельнокерамические

подшипники [10]. Применение диэлектрических керамических подшипников актуально также для устранения подшипников токов, возникающих, например, в конструкциях электрических машин с беззубцовым рабочим зазором, имеющих втулку [4]. В случае применения металлических подшипников качения для повышения их срока службы, а также в целях токовой защиты предлагается использовать покрытие колец подшипника окисью алюминия с уплотняющими добавками [6] или покрытие эмалью на основе силикатного порошка [7]. Когда материал подшипников, с одной стороны, и материалы корпусных деталей и вала, с другой стороны, имеют различные коэффициенты теплового расширения, а также в условиях быстрого разгона рекомендуется использовать компенсатор тепловых деформаций подшипникового узла [2].

Для повышения надёжности работы подшипников можно отметить новое решение, повышающее герметизацию смазочного материала вблизи подшипника, сохраняющее чистоту материала и его химический состав [8]. Вместе с тем разработанные системы измерения и контроля позволяют в реальном времени непрерывно отслеживать динамику износа подшипников по их виброхарактеристикам, в автоматическом режиме выдавать заключение о текущем состоянии и оценивать оставшийся ресурс по состоянию подшипников [5].

Основной расчётной характеристикой подшипника является его динамическая грузоподъёмность C [Н], определяющая уровень и характер допустимой нагрузки Q [Н] при определённой номинальной частоте вращения n [об/мин] ротора электрической машины и при заданном сроке службы L_d [ч] подшипника, подвергающегося соответствующей нагрузке. Для подшипников качения эти параметры связаны простыми соотношениями [9]:

– для шарикоподшипников:

$$C = \frac{Q}{25,6} \sqrt[3]{L_d n}, \text{ Н}; \quad (1)$$

– для роликоподшипников:

$$C = \frac{Q}{18,5} (L_d n)^{0,3}, \text{ Н}.$$

Допустимая приведённая динамическая нагрузка Q определяется с учётом значений осевой нагрузки A [Н] и радиальной нагрузки R [Н] с учётом соотношения A/R , а также с учётом характера нагрузки вращающейся электрической машины. Так, например, для однорядных радиальных шарикоподшипников приведённая динамическая нагрузка Q может быть определена следующим образом [9]:

$$Q = K_n R \text{ при } A/R \leq e, \quad (2)$$

$$Q = K_n (0,56R + Y \cdot A) \text{ при } A/R \geq e, \quad (3)$$

где K_n – коэффициент, учитывающий характер нагрузки электрической машины в диапазоне от постоянной спокойной ($K_n = 1$) до нагрузки с ударами и частыми сильными толчками ($K_n = 3$); e – соотношение между осевой и радиальной нагрузкой; Y – коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной.

Для электрических машин с горизонтальным расположением вала в большинстве случаев можно не учитывать осевую нагрузку ($A \approx 0$). При вертикальном

расположении вала осевая нагрузка определяется суммой действующих сил тяжести и осевого магнитного притяжения [9]:

$$A = G_p + G_{\text{шк.}} + 0,1R,$$

где G_p – сила тяжести ротора или якоря с коллектором, Н; $G_{\text{шк.}}$ – сила тяжести шкива или полумуфты, Н.

При определении радиальной нагрузки (реакции) на подшипники исходят из наихудшего случая (рис. 1). При этом точка приложения поперечной радиальной силы F приводится к середине длины конца вала в соответствии с ГОСТ 12080-66¹.

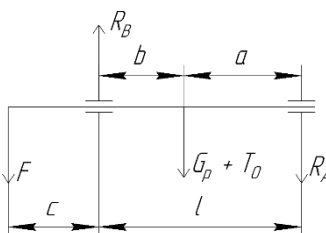


Рис. 1. К определению радиальных реакций подшипников [5]

При односторонней передаче для нахождения R_B предполагается, что сила F направлена вниз, а для R_A – вверх (см. рис. 1), тогда

$$R_B = F \frac{l+c}{l} + (G_p + T_0) \frac{a}{l}, \quad (4)$$

$$R_A = F \frac{c}{l} + (G_p + T_0) \frac{b}{l}, \quad (5)$$

где F – поперечная сила, приложенная к выступающему концу вала, приведённая к середине его длины, Н; T_0 – сила одностороннего магнитного притяжения, Н; $c = l_k/2$ (l_k – длина выходного конца вала), м.

Из анализа распределения радиальных реакций подшипников R_A и R_B (см. рис. 1, формулы (4) и (5)) очевидно, что наличие выходного конца вала (c) приводит к положению центра тяжести ротора, при котором $a > b$, тогда $R_B > R_A$. Поэтому ближайший к выступающему концу вала подшипник является наиболее нагруженным, и данный расчёт логично проводить именно для него.

При определении массы ротора G_p введём коэффициент, равный отношению массы ротора G_p к массе ротора в области магнитопровода в предположении, что ротор в области магнитопровода изготовлен из сплошного материала, имеющего плотность материала вала ротора:

$$k_m = G_p / G'_p, \quad (6)$$

где $G'_p = \rho_v \frac{\pi D_{2H}^2}{4} l_{2\delta} = \frac{\pi \rho_v l_{2\delta}^3}{4\lambda^2}$; ρ_v – плотность материала вала ротора, кг/м³;

$\lambda = l_{2\delta} / D_{2H}$.

¹ ГОСТ 12080-66. Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты. М.: Изд-во стандартов, 1994. 18 с.

Коэффициент k_m будет тем меньше, чем более облегчённым будет ярмо ротора электрической машины.

Поперечная сила определяется по формуле

$$F = k_{\pi} M_{\text{ном}} / r, \quad (7)$$

где k_{π} – коэффициент, учитывающий способ механической передачи [9], от передачи упругой муфтой ($k_{\pi} = 0,3$) до передачи плоскими ремнями ($k_{\pi} = 3$), при передаче клиновыми ремнями $k_{\pi} = 1,8$; $M_{\text{ном}}$ – номинальный вращающий момент электрической машины, Н·м; r – радиус делительной окружности шестерни или радиус по центрам пальцев муфты или окружности шкива, м.

Силу одностороннего магнитного притяжения, вызванную смещением ротора вследствие неточности обработки и износа подшипников на $e_0 \approx 0,1\delta$, где δ – воздушный зазор [м], пренебрегая смещением под действием силы тяжести и поперечной силы, можно определить по формуле [9]

$$T_0 = 2,94 D_{2\text{н}} l_{2\delta} e_0 \cdot 10^5 / \delta \approx 2,94 D_{2\text{н}} l_{2\delta} \cdot 10^4, \text{ Н}, \quad (8)$$

где $D_{2\text{н}}$ – наружный диаметр ротора, м; $l_{2\delta}$ – активная длина магнитопровода ротора без радиальных каналов, м.

Приведём расстояние между центрами подшипников l к активной длине магнитопровода ротора $l_{2\delta}$, для этого введём коэффициент, равный отношению расстояния l к длине $l_{2\delta}$:

$$l / l_{2\delta} = k_l. \quad (9)$$

Тогда $l = k_l l_{2\delta}$.

Разница между центром тяжести ротора и серединой расстояния между подшипниками (см. рис. 1) может быть учтена с помощью коэффициента k_p , равного отношению расстояния a к половине расстояния между подшипниками ($l/2$):

$$\frac{a}{l/2} = k_p. \quad (10)$$

Тогда $a = k_p l / 2 = k_p k_l l_{2\delta} / 2$.

Коэффициенты k_l и k_p больше единицы и зависят от типа и серии или модели электрической машины.

Активная длина магнитопровода $l_{2\delta}$ может быть связана с номинальным моментом $M_{\text{ном}}$ разрабатываемой или совершенствуемой электрической машины с помощью машинной постоянной Арнольда [3, 9]

$$C_A = \frac{D_{2\text{н}}^2 l_{2\delta} \Omega}{P'} = \frac{2}{\pi \alpha_{\delta} k_B k_{\text{об1}} A B_{\delta 1}},$$

где Ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с; P' – расчётная мощность, В·А; α_{δ} – коэффициент полюсного перекрытия, равный отношению среднего значения магнитной индукции в рабочем зазоре к максимальному; k_B – коэффициент формы кривой индукции, равный отношению действующего значения ЭДС к среднему; $k_{\text{об1}}$ – обмоточный коэффициент основной гармонической кривой ЭДС; A – линейная нагрузка, А/м; $B_{\delta 1}$ – максимальное значение основной гармоники индукции в рабочем зазоре, Тл.

В машинах переменного тока расчётная мощность P' (В·А) связана с активной мощностью с учётом коэффициента мощности:

$$P' = P_{\text{ном}}/k_P, \quad (11)$$

где $P_{\text{ном}}$ – активная номинальная мощность электрической машины, Вт; k_P – коэффициент мощности, равный отношению активной электрической мощности к полной.

Одно и то же значение $D_{2н}^2 l_{2δ}$ может быть получено при различных значениях $D_{2н}$ и $l_{2δ}$, а следовательно, при разных отношениях $l_{2δ}/D_{2н} = \lambda$. Отношение $l_{2δ}/D_{2н}$ влияет на массу, динамический момент инерции вращающейся части, энергетические и другие технико-экономические показатели электрической машины [3].

Тогда можно записать выражение, связывающее активную длину магнитопровода и номинальный момент электрической машины:

$$l_{2δ}^3 = \frac{2\lambda^2 M_{\text{ном}}}{\pi k_P \alpha_\delta k_B k_{\text{об1}} A B_{\delta 1}}. \quad (12)$$

Параметры λ , α_δ , k_B , $k_{\text{об1}}$, A , $B_{\delta 1}$ выбираются в зависимости от типа и серии или модели электрической машины. Линейная нагрузка A также зависит от габаритов и охлаждения электрической машины.

Тогда формула (1) с учётом выражений (6)–(12) примет вид

$$R_B = \frac{k_{\text{п}} M_{\text{ном}}}{r} \cdot \frac{k_i l_{2δ} + c}{k_i l_{2δ}} + \left(\frac{k_m \pi r_B l_{2δ}^3}{4\lambda^2} + 2,94 \cdot 10^4 \cdot \frac{l_{2δ}^2}{\lambda} \right) \cdot \frac{k_p}{2},$$

где $l_{2δ} = \sqrt[3]{\frac{2\lambda^2 M_{\text{ном}}}{\pi k_P \alpha_\delta k_B k_{\text{об1}} A B_{\delta 1}}}$.

Длину плеча c приложения поперечной радиальной силы F , равную половине длины выходного конца вала, определим по ГОСТ 12080-66, устанавливающему соответствие между длиной гладкого выходного конца вала и значением и характером допускаемого крутящего момента электрической машины. По аналогии с концами валов редукторов и мотор-редукторов, основные размеры и допускаемые крутящие моменты которых приведены в ГОСТ 24266-94¹, допускаемый крутящий момент соответствует длительной работе с постоянной или переменной нагрузкой, не выше допускаемой, и пусковыми моментами, не превышающими двукратного значения допускаемых. Поэтому если при работе электрической машины кратковременный максимальный момент не превышает двукратного значения номинального момента, то допускаемый крутящий момент можно принять равным номинальному моменту. В ином случае при определении длины выходного конца вала необходимо ввести поправку, соответствующую возможным перегрузкам выше двукратного номинального момента машины.

На рис. 2 представлены зависимости длины гладкого выходного конца вала двух возможных исполнений (длинного и короткого) от допускаемого

¹ ГОСТ 24266-94. Концы валов редукторов и мотор-редукторов. Минск: Изд-во стандартов, 1996. 6 с.

крутящего момента электрической машины при различном характере нагрузки, разной прочности и твердости материала вала. Этим различиям соответствуют различные значения коэффициента K (ГОСТ 12080-66, прил. 2):

– $K = 2 \text{ Н/мм}^2$, если характер нагрузки – кручение и изгиб от поперечной радиальной силы $F > 250\sqrt{M}$ переменного значения, если максимум достигает двукратного значения, при этом предел прочности материала вала σ_b от 500 до 850 Н/мм², твердость HB от 145 до 250;

– $K = 2,8 \text{ Н/мм}^2$, если характер нагрузки – кручение и изгиб от $F > 250\sqrt{M}$, при этом: 1) либо нагрузка постоянного значения и направления при σ_b от 500 до 850 Н/мм², HB от 145 до 250; 2) либо нагрузка переменного значения, если максимум достигает двукратного значения при σ_b от 850 до 1200 Н/мм², HB от 250 до 350;

– $K = 4 \text{ Н/мм}^2$, если: 1) либо σ_b от 500 до 850 Н/мм², HB от 145 до 250 при кручении переменного направления или кручении и изгибе от силы $F < 250\sqrt{M}$ переменного значения, если максимум достигает двукратного значения; 2) либо σ_b от 850 до 1200 Н/мм², HB от 250 до 350 при кручении и изгибе от $F > 250\sqrt{M}$ постоянного значения и направления; 3) либо $\sigma_b > 1200 \text{ Н/мм}^2$, HB > 350 при кручении и изгибе от $F > 250\sqrt{M}$ переменного значения, если максимум достигает двукратного значения;

– $K = 5,6 \text{ Н/мм}^2$, если: 1) либо σ_b от 500 до 850 Н/мм², HB от 145 до 250 при чистом кручении переменного значения, если максимум достигает двукратного значения, или при кручении и изгибе постоянного значения и направления при $F < 250\sqrt{M}$; 2) либо σ_b от 850 до 1200 Н/мм², HB от 250 до 350 при чистом кручении переменного направления или при кручении и изгибе от силы $F < 250\sqrt{M}$ переменного значения, если максимум достигает двукратного значения; 3) либо $\sigma_b > 1200 \text{ Н/мм}^2$, HB > 350 при кручении и изгибе от силы $F > 250\sqrt{M}$ постоянного значения и направления;

– $K = 8 \text{ Н/мм}^2$, если: 1) либо σ_b от 500 до 850 Н/мм², HB от 145 до 250 при чистом кручении постоянного значения и направления; 2) либо σ_b от 850 до 1200 Н/мм², HB от 250 до 350 при чистом кручении переменного значения, если максимум достигает двукратного значения, или при кручении и изгибе от силы $F < 250\sqrt{M}$ постоянного значения и направления; 3) либо $\sigma_b > 1200 \text{ Н/мм}^2$, HB > 350 при чистом кручении переменного направления или при кручении и изгибе от силы $F < 250\sqrt{M}$ переменного значения, если максимум достигает двукратного значения;

– $K = 11,2 \text{ Н/мм}^2$, если: 1) либо σ_b от 850 до 1200 Н/мм², HB от 250 до 350 при чистом кручении постоянного значения и направления; 2) либо $\sigma_b > 1200 \text{ Н/мм}^2$, HB > 350 при чистом кручении переменного значения, если максимум достигает двукратного значения, или при кручении и изгибе от силы $F > 250\sqrt{M}$ постоянного значения и направления;

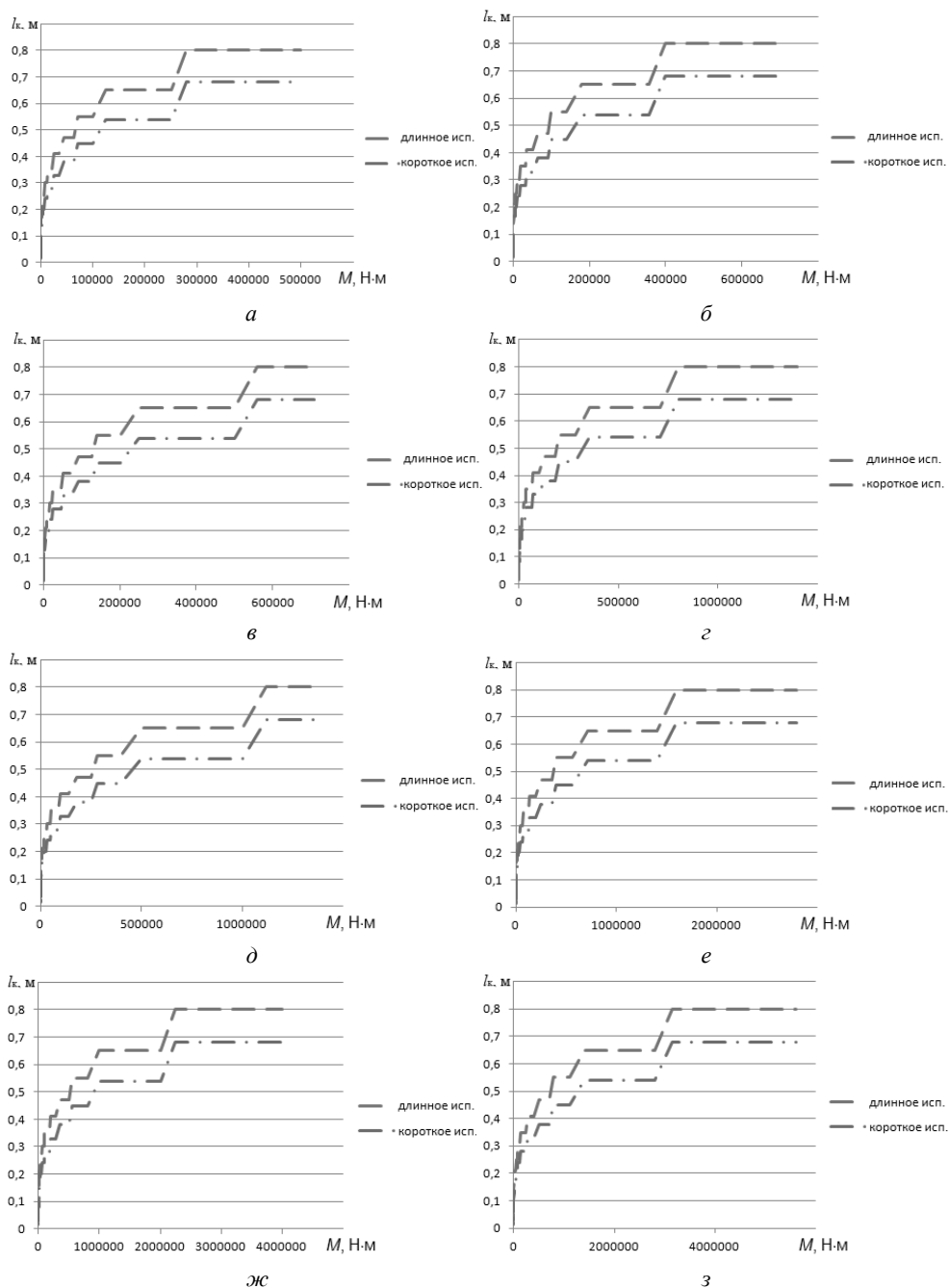


Рис. 2. Зависимость длины гладкого выходного конца вала от допускаемого крутящего момента электрической машины при различном характере нагрузки, разной прочности и твердости материала вала:
a – $K = 2,0$; *б* – $K = 2,8$; *в* – $K = 4$; *г* – $K = 5,6$;
д – $K = 8$; *е* – $K = 11,2$; *ж* – $K = 16$; *з* – $K = 22,4$

– $K = 16 \text{ Н/мм}^2$, если $\sigma_B > 1200 \text{ Н/мм}^2$, $\text{HB} > 350$, допускаемое напряжение при кручении материала вала τ от 80 до 112 Н/мм^2 при чистом кручении постоянного значения и направления;

– $K = 22,4 \text{ Н/мм}^2$, если $\sigma_B > 1200 \text{ Н/мм}^2$, $\text{HB} > 350$, допускаемое напряжение при кручении материала вала $\tau > 112 \text{ Н/мм}^2$ при чистом кручении постоянного значения и направления.

Для вала двигателя 11ДВМ160 ($M_{\text{ном}} = 190 \text{ Н}\cdot\text{м}$), изготовленного из стали марки 40Х ($\text{HB} \leq 217$, $\sigma_B \geq 980 \text{ Н/мм}^2$)¹, при радиальной нагрузке $F = 1720 \text{ Н}$ ($< 250 \cdot \sqrt{M_{\text{ном}}}$) коэффициент характера нагрузки можно принять равным $K = 5,6$, что даёт возможность определить номинальный диаметр рабочего конца вала равным $d_{\text{номин}} = 36 \text{ мм}$ (ГОСТ 12080-66). Опытный образец двигателя 11ДВМ160 имеет диаметр рабочего конца вала, равный 55 мм, что позволяет нагружать рабочий конец вала до 700–800 $\text{Н}\cdot\text{м}$ (четырёхкратный запас). При этом при значениях $d_{\text{номин}}$ от 40 мм до 55 мм длина выходного конца вала для длинного исполнения составляет 110 мм, для короткого исполнения – 82 мм (ГОСТ 12080-66).

Затем после определения длины l_k гладкого выходного конца вала находим радиальную реакцию, действующую на наиболее нагруженный подшипник, по формуле

$$R_B = \frac{k_{\text{п}} M_{\text{ном}}}{r} \cdot \frac{k_l l_{2\delta} + l_k / 2}{k_l l_{2\delta}} + \left(\frac{k_m \pi \rho_B l_{2\delta}^3}{4\lambda^2} + 2,94 \cdot 10^4 \cdot \frac{l_{2\delta}^2}{\lambda} \right) \cdot \frac{k_p}{2}, \quad (13)$$

где

$$l_{2\delta} = \sqrt[3]{\frac{2\lambda^2 M_{\text{ном}}}{\pi k_p \alpha_{\delta} k_B k_{\text{ог1}} A B_{\delta 1}}}.$$

Таким образом, общий алгоритм определения динамической грузоподъёмности наиболее нагруженного подшипника качения по заданному значению номинального момента электрической машины состоит в определении действующей на подшипник радиальной реакции по формуле (13), затем в определении приведённой динамической нагрузки по формуле (2) или (3) и в определении динамической грузоподъёмности подшипника по формуле (1). Последняя величина позволяет подобрать размеры и серию наиболее нагруженного подшипника.

В работе определено расчётное значение динамической грузоподъёмности наиболее нагруженного подшипника магнитоэлектрического двигателя 11ДВМ160 [1] разработки АО «ЧЭАЗ», предназначенного для привода станков-качалок нефти, в предположении, что активная длина двигателя $l_{2\delta}$ неизвестна. В таблице представлены необходимые для расчёта параметры двигателя 11ДВМ160.

Требуется обратить внимание на то, что в соответствии с ТЗ² двигатель данной разработки допускает превышение температуры обмотки статора над

¹ ГОСТ 4543-2016 Металлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия. М.: Стандартинформ, 2019. 53 с.

² Техническое задание по договору № ДР-936/17 от 26.10.2017 г.

температурой окружающей среды в длительном режиме на 100 °С, что позволяет значительно увеличить ток в обмотке двигателя при необходимости.

**Некоторые параметры двигателя 11ДВМ160
для привода станков-качалок нефти**

$M_{ном},$ Н·м	λ	k_P	$\alpha_{\delta KB}$	$k_{об1}$	$A,$ А/м	$B_{\delta 1},$ Тл	$k_{п}$	$r, м$	k_l	$l_{к}, м$	k_m	$\rho_{в},$ кг/м ³	k_p
190	1,12	1	0,87	0,93	25350	1,1*	1,8	0,2	1,9	0,11	1,03	7800	1,06

Примечание. * – в усовершенствованной конструкции 11ДВМ160 индукция $B_{\delta 1} = 1,2$ Тл.

Расчётная активная длина двигателя 11ДВМ160

$$l_{2\delta} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,12^2 \cdot 190}{\pi \cdot 1 \cdot 0,87 \cdot 0,93 \cdot 25350 \cdot 1,1}} = 0,19 \text{ м.}$$

Округлим: $l_{2\delta} = 0,2$ м, что соответствует фактическому значению.

Радиальная реакция, действующая на наиболее нагруженный подшипник двигателя 11ДВМ160:

$$R_B = \frac{1,8 \cdot 190}{0,2} \cdot \frac{1,9 \cdot 0,2 + 0,11/2}{1,9 \cdot 0,2} + \left(\frac{1,03 \cdot \pi \cdot 7800 \cdot 0,2^3}{4 \cdot 1,12^2} + 2,94 \cdot 10^4 \cdot \frac{0,2^2}{1,12} \right) \cdot \frac{1,06}{2} = 2535 \text{ Н.}$$

Приведённая динамическая нагрузка на наиболее нагруженный подшипник в случае применения однорядных радиальных шарикоподшипников при нагрузке с умеренными толчками ($K_n = 1,5$), если пренебречь осевой нагрузкой при горизонтальном расположении вала:

$$Q = 1,5 \cdot 2535 = 3800 \text{ Н.}$$

Задавшись сроком службы (долговечностью) подшипника $L_d = 20000$ ч, при номинальной частоте вращения ротора $n = 1000$ об/мин определим требуемую динамическую грузоподъёмность наиболее нагруженного шарикоподшипника (однорядного) двигателя 11ДВМ160:

$$C = \frac{3800}{25,6} \sqrt[3]{20000 \cdot 1000} = 40300 \text{ Н.}$$

Таким образом, после определения динамической грузоподъёмности для окончательного выбора подшипника остаётся выбрать серию подшипника и соотноситься с диаметрами выходного вала и отверстия в подшипниковом щите.

В случае двигателя 11ДВМ160 был выбран подшипник шариковый радиальный однорядный с двумя уплотнениями 180512 с внутренним диаметром $d = 60$ мм, имеющий динамическую грузоподъёмность $C = 52000$ Н. Таким образом, наиболее нагруженный подшипник качения двигателя 11ДВМ160 имеет запас в 1,29 раза по динамической грузоподъёмности, или в 2,15 раза по расчётному сроку службы (долговечности) при расчётном характере нагрузки.

Интересной является обратная задача – определение номинального момента электрической машины по динамической грузоподъёмности подшипника.

Единственной сложностью в такой задаче является определение длины выходного конца вала l_k . Для этого необходимо задаться начальным значением l_k . Можно использовать при таком решении итерационный метод.

Публикация статьи осуществлена с использованием результатов проекта «Создание серии электроприводов на базе российских высокоэффективных синхронных двигателей для станков-качалок нефти с применением беспроводных систем передачи данных и адаптивной системой управления для "умных" месторождений».

Выводы. 1. Механические и электромагнитные параметры электрической машины связаны между собой, что позволяет выполнить элементы механического расчёта на ранних этапах разработки.

2. Результаты расчёта по предложенной методике грузоподъёмности подшипников двигателя 11ДВМ160 для привода станков-качалок нефти соответствуют расчётной механической нагрузке.

3. Обратная задача определения электромагнитного момента и мощности проектируемой электрической машины по параметрам подшипников, ограниченными заданными исходными размерами машины, может быть актуальна при разработке микромашин.

Литература

1. Афанасьев А.А., Нестерин В.А., Генин В.С., Матюнин А.Н., Романов Р.А. Повышение эффективности электропривода станка-качалки нефти // *Электротехника*. 2018. № 8. С. 24–28.
2. Волняков К.А., Копылов В.М. Оптимизация режимов нагрузки подшипниковых узлов при интенсивных тепловых нагрузках // *Робототехника и техническая кибернетика*. 2020. Т. 8, № 1. С. 72–77.
3. Гольдберг О.Д., Свириденко И.С. Проектирование электрических машин / под ред. О.Д. Гольдберга. 3-е изд., перераб. М.: Высш. шк., 2006. 430 с.
4. П.м. 201612 Российская Федерация, МПК H02K 3/493. Электрическая машина / Афанасьев А.А., Малинин А.И., Матюнин А.Н., патентообладатель АО «Чебоксарский электроаппаратный завод»; заявл. № 2020123479 от 08.07.2020 г.; опубл. 23.12.2020 г. Бюл. № 36.
5. П.м. 202238 Российская Федерация, МПК G01M 15/14. Устройство прогнозирования остаточного ресурса подшипника газотурбинного двигателя / Ермохин А.В., Мокроусов А.С., Габдрашитов И.Р. и др., патентообладатель ФГКВОУ ВО «Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева» МО РФ; заявл. № 2020125414 от 22.07.2020 г.; опубл. 08.02.2021 г. Бюл. № 4.
6. Пат. 2319869 РФ, МПК F16C. Способ повышения ресурса подшипника качения / Демидов В.Д., Ромашин С.Ф., патентообладатель Смолянинов В.В.; заявл. № 2006102948/11 от 01.02.2006 г.; опубл. 20.03.2008 г. Бюл. № 8.
7. Пат. 2721806 РФ, МПК F16C. Подшипник качения с эмалевым покрытием / Деметрашвили И.С., патентообладатель Деметрашвили И.С.; заявл. № 2019125841 от 15.08.2019 г.; опубл. 22.05.2020 г. Бюл. № 15.
8. Пат. 2741052 РФ, МПК H02K 5/16, F16C 33/76. Электрическая машина с бесконтактным уплотнением подшипника / Довгалёнок В.М., Дрындин А.Н., Захаренков В.Н., патентообладатель АО «Аэроэлектромаш»; заявл. № 2020129217 от 04.09.2020 г.; опубл. 22.01.2021 г. Бюл. № 3.
9. Проектирование электрических машин / под ред. И.П. Копылова. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Юрайт, 2011. 767 с.
10. Рудаков А.В. Влияние элементов керамических подшипников на их шумовые характеристики // *Комплексные исследования в рыбохозяйственной отрасли: материалы VI Международного науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых*. Владивосток: Изд-во Дальневосточного гос. техн. рыбохозяйственного университета, 2021. С. 323–326.

МАТЮНИН АЛЕКСЕЙ НИКОЛАЕВИЧ – кандидат технических наук, доцент кафедры электротехнологий, электрооборудования и автоматизированных производств, Чувашский государственный университет, Россия, Чебоксары (kotbegemot21@yandex.ru; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9220-0162>).

РОМАНОВ РОМАН АРТЕМЬЕВИЧ – ассистент кафедры электротехнологий, электрооборудования и автоматизированных производств, Чувашский государственный университет, Россия, Чебоксары (ragnum@mail.ru).

Aleksey N. MATYUNIN, ROMAN A. ROMANOV

DETERMINATION OF THE DYNAMIC LOAD CAPACITY OF ROLLING BEARINGS BASED ON THE RATED TORQUE OF THE ELECTRIC MACHINE

Key words: bearings, shaft end, mechanical calculation, electric motor 11DVM160.

The purpose of the article is to describe the method of calculating the dynamic load capacity of the most loaded bearing of an electric machine at the stage of electromagnetic calculation. The proposed method allows to initially determine the dimensions of such parts of an electric machine as bearings and bearing shields. The article considers the calculation of electromagnetic and mechanical parameters of an electric machine on the basis of the machine constant. The transition from the machine constant to the mechanical parameters of the bearing is carried out through the plot of radial loads (reactions) acting on the bearings. The dependences of the length of the shaft end on the permissible torque of the electric machine in accordance with GOST are given for different types of load, different strength and hardness of the shaft material. This technique connects the mechanical and electromagnetic parameters of the machine, allows to perform elements of mechanical calculation at the early stages of development. To simplify the calculation method, some relative geometric parameters are introduced, depending on the type and series or model of the electric machine. The load capacity of the most loaded bearing of the magneto-electric motor 11DVM160 for driving oil pumping machines is calculated. The initial data for the calculation were information from the design documentation, the results of computer modeling of the magnetic field, as well as test results. As a result of the calculation, the value of the dynamic load capacity of the most loaded bearing corresponding to the calculated mechanical load is obtained. In practice, the inverse problem may be relevant – determining the electromagnetic moment and power of the designed electric machine according to the bearing parameters limited by the specified initial dimensions of the machine.

References

1. Afanasyev A.A., Nesterin V.A., Genin V.S., Matyunin A.N., Romanov R.A. Increasing the Efficiency of the Electrical Drive of an Oil Rocking Machine. *Russian Electrical Engineering*, 2018, vol. 89, no 8, pp. 468-472.
2. Volnyakov K.A., Kopylov V.M. *Optimizatsiya rezhimov nagruzki podshipnikovyykh uzlov pri intensivnykh teplovykh nagruzkakh* [Optimization of load modes of bearing assemblies at intensive heat loads]. *Robototekhnika i tekhnicheskaya kibernetika*, 2020, vol. 8, no 1, pp. 72–77.
3. Gol'dberg O.D., ed., Gol'dberg O.D., Sviridenko I.S. *Proektirovanie elektricheskikh mashin. 3-e izd., pererab.* [Designing electric machines. 3rd ed.]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2006, 430 p.
4. Afanas'ev A.A., Malinin A.I., Matyunin A.N. *Elektricheskaya mashina* [Electric machine]. Patent RF, no. 202238, 2020.
5. Ermokhin A.V., Mokrousov A.S., Gabdrashitov I.R. et al. *Ustroystvo prognozirovaniya ostatochnogo resursa podshipnika gazoturbinnogo dvigatelya* [Device for predicting the residual life of a gas turbine engine bearing]. Patent RF, no. 201612, 2020.
6. Demidov V.D., Romashin S.F. *Sposob povysheniya resursa podshipnika kacheniya* [Method of increasing the rolling bearing life]. Patent RF, no. 2319869, 2008.

7. Demetrashvili I.S. *Podshipnik kacheniya s emalevym pokrytiem* [Rolling bearing with enamel coating]. Patent RF, no. 2721806, 2020.
8. Dvrgalenok V.M., Dryndin A.N., Zakharenkov V.N. *Elektricheskaya mashina s beskontaktnym uplotneniem podshipnika* [Electric machine with contactless bearing seal]. Patent RF, no. 2741052, 2021.
9. Kopylov I.P., ed. *Proektirovanie elektricheskikh mashin. 4-e izd., pererab. i dop.* [Design of electric machines: textbook for high schools. 4th ed.]. Moscow, Yurait Publ., 2011, 767 p.
10. Rudakov A.V. *Vliyanie elementov keramicheskikh podshipnikov na ikh shumovye kharakteristiki* [Influence of ceramic bearing elements on their noise characteristics]. In: *Kompleksnye isledovaniya v rybokhozyaistvennoi otrasli: materialy VI Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. studentov, aspirantov i molodykh uchenykh* [Proc. of 4th Int. Sci. and Tech. Conf. of students, postgraduates and young scientists «Comprehensive research in the fisheries industry»]. Vladivostok, 2021, pp. 323–326.

ALEKSEY N. MATYUNIN – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Electrical Equipment and Automated Manufacturing Department, Chuvash State University, Russia, Cheboksary (kotbegemot@fastmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9220-0162>).

ROMAN A. ROMANOV – Assistant Lecturer, Electrical Equipment and Automated Manufacturing Department, Chuvash State University, Russia, Cheboksary (ragnum@mail.ru).

Формат цитирования: Матюнин А.Н., Романов Р.А. Определение динамической грузоподъёмности подшипников качения исходя из номинального момента электрической машины // Вестник Чувашского университета. – 2022. – № 1. – С. 88–99. DOI: 10.47026/1810-1909-2022-1-88-99.