



УДК 621.7-216

**¹В. В. Двирный, ¹Г. В. Двирный, ¹А. В. Хныкин,
²В. В. Голованова, ³Г. Г. Крушенко**

¹Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Россия

²ФГУП КБ «Арсенал» им. М. В. Фрунзе, г. Санкт-Петербург, Россия

³Институт вычислительного моделирования СО РАН, г. Красноярск, Россия

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДЛИТЕЛЬНОГО РЕСУРСА МАЛОРАСХОДНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Широкое использование малорасходных нагнетателей жидкости и газа не позволяет четко систематизировать их по применению в той или иной системе терморегулирования космических аппаратов. Они могут быть рассчитаны как на очень высокий ресурс работы, исчисляемый годами, так и на кратковременный период, исчисляемый минутами. Длительный ресурс работы предполагает тщательную балансировку. Выбор и балансировка нагнетателя определяются параметрами системы, в которой он выполняет свои функции. Основная из них – обеспечение подачи рабочего тела с заданным расходом и напором, отсутствие микро-вибраций с ускорением $g > 10^{-2}$.

Ключевые слова: малорасходный нагнетатель, длительный ресурс, балансировка.

**¹V. V. Dvirny, ¹G. V. Dvirny, ¹A. V. Khnykin,
²V. V. Golovanova, ³G. G. Krushenko**

¹Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia

²The Arsenal Design Bureau named after M. V. Frunze, St. Petersburg, Russia

³Institute Computational Modeling SB RAS, Krasnoyarsk, Russia

PROVIDING THE LONG SERVICE LIFE FOR LOW WATER/LOW GAS CONSUMPTION PUMPS

The wide use of low water/low gas consumption pumps does not allow their distinct classification based on their use in the SC TCS of any kind. They may be used for both - very long life service which amounts to years and for the short-term period of several minutes. Long life operation assumes the accurate balancing. The choice and the balancing of the pump are determined by the parameters of the system in which they will perform their functions. The main function is to ensure the supply of the propellant with specified flow rate and pressure, not causing microvibrations which have acceleration of $g > 10^{-2}$.

Key words: low water/low gas consumption pump, long life service, balancing.

Основным фактором, влияющим на длительную непрерывную работу высокоскоростных малорасходных нагнетателей (МН) космических аппаратов (КА), является балансировка. Балансировка производится полу-

комплектами – основными и резервными. В зависимости от теплового потока, подводимого к излучающим поверхностям КА, находят требуемые расходы и напоры теплоносителей, необходимые скорости вращения валов электродвигателей нагнетателей, диаметры рабочих колес и выбирают необходимое балансировочное оборудование исходя

из требуемых величин дисбаланса, балансируемых масс и метода динамической балансировки [1].

1. Выбор типа малорасходных нагнетателей, их привода и способа балансировки

Требования к автономным системам, особенно учитывающие ресурс работы блока подачи, тип привода или способ передачи энергии в поток рабочей жидкости, предопределяют конструкцию нагнетателя. При этом необходимо получить высокий КПД преобразований подводимой энергии в энергию движущегося потока жидкости или газа, малые пульсации и вибрации, в том числе за счет балансировки. Перспективными являются нагнетатели без подвижных частей – электроимпульсные, электродинамические, термоэлектрические и т.п. Ресурс их работы может достигать большой величины из-за отсутствия подвижных элементов, не требующих балансировки.

Из большого числа типов нагнетателей жидкости с подвижными элементами лопаточные (центробежные) насосы с прямым приводом от электродвигателя наиболее полно отвечают всем требованиям. Они имеют малый коэффициент быстроходности. Изменение коэффициента быстроходности в насосах с уровнем расхода $(5 \dots 10) \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ определяется в основном угловой скоростью и напором. Отмечается повышенная доля гидравлических, дисковых, расходных и механических потерь энергии, величины которых не пересчитываются по законам подобия. Их удельный вес в общем энергобалансе может составлять до 30 % от потребляемой мощности насоса. Каналы в колесах центробежных насосов низкой быстроходности выполняют узкими и длинными, со струйным течением жидкости. При этом перераспределяется характер гидравлических потерь в колесе: доля потерь энергии уменьшается на вихреобразование и увеличивается на трение по длине канала. Ширина проточной части центробежного колеса с низкой быстроходностью при расчете получается малой, иногда менее 1 мм на выходе. С учетом толщины пограничного слоя ширину колеса существенно увеличивают, что приводит к высокой степени диффузорности и возрастанию доли потерь из-за отрывных зон на выходе из колеса. Дисковое трение о жидкость приводит к возрастанию

напора насоса, величина которого зависит от гидродинамики в боковой пазухе и отводящем устройстве. Таким образом, напор центробежного малорасходного насоса определяется преимущественно кинематикой потока жидкости на выходе из колеса.

Отличительная особенность канальных или парциальных центробежных насосов состоит в том, что проходное сечение их колес выполняют в виде профилированных каналов с числом Z . Проходное сечение всех каналов занимает часть меридионального сечения рабочего колеса, что характеризует степень его парциальности. Оптимум КПД канальных насосов по сравнению с обычными центробежными находится в области меньших расходов. Центробежные насосы хорошо регулируются по расходу с сохранением на всех режимах высокого КПД ($\eta = 0,75 \dots 0,90$). У канальных парциальных насосов КПД несколько ниже (до 0,6). Работа вихревых насосов основана на передаче энергии лопатками рабочего колеса потоку жидкости. Внутренний радиус лопаток может быть меньше или равным внутреннему радиусу канала, образованного корпусом насоса.

Вихревые насосы применяют при малых подачах и высоких напорах. Они удачно дополняют центробежные, по сравнению с которыми имеют лучшие энергетические параметры в области низких расходов с оптимальными условиями работ при коэффициенте быстроходности $n_s = 4 \dots 40$. В таком диапазоне n_s вихревые насосы обеспечивают напор в 2...5 раз выше, чем центробежные. Однако их антикавитационные характеристики невелики – C_{cr} не превышают 400 ед., что ограничивает скорость вращения вала и соответственно динамические нагрузки при балансировке. У лопаточных насосов с центробежным рабочим колесом малой быстроходности с ростом скорости вращения КПД уменьшается и большая доля потерь приходится на дисковое трение. Целесообразно применять центробежные полуоткрытые колеса (без ведущего и покрывного, ведомого дисков). Для предварительной оценки и выбора типа лопаточного насоса в зависимости от быстроходности можно использовать их энергетические кавитационные характеристики. Насосы трения и струйные неприемлемы из-за низкого КПД и высокого энергопотребления.

Разработка первых автономных систем терморегулирования была связана с разовыми

средствами ввода объекта в эксплуатацию и базировалась на применении объемных шестеренчатых насосов, низкий ресурс которых обусловлен наличием малых торцовых зазоров (до 0,05 мм) и износом опор шестерен. Применение данных насосов целесообразно в системе, где требуется реверсирование потока жидкости. Балансировка электропривода целесообразна совместно с трибкой. В автономных системах при известном ресурсе работы параметры работы оптимизируются по минимальной массе. Экономическую эффективность следует рассматривать как важный итоговый параметр и выбор типа нагнетателя определять не только по его себестоимости, ресурсу и тактико-техническим показателям, но и по энергопотреблению, от которого зависит характеристика автономного комплекса. При низком уровне мощности в качестве привода широко применяют электродвигатель и турбину.

Электронасосные агрегаты (ЭНА) представляют собой электрические двигатели постоянного тока с бесщеточным коллектором в блоке с насосом и частотой вращения от 400 до 1000 рад/с. При низкой мощности и высоком ресурсе работы системы такой привод единственно приемлемый. Турбинный привод используется в системах с низким ресурсом работы. Рабочим телом турбины служит жидкость (гидротурбина), или воздух, или продукты сгорания топлива (газовая турбина). Турбина с малой массой конструкции обеспечивает высокие мощность и угловую скорость при непосредственном соединении с ротором лопаточного насоса. При специальных компонентах топлива масса системы определяется временем ее работы. Турбины имеют высокую скорость вращения и подлежат тщательной балансировке. Так как малорасходные нагнетатели балансируют по виброскорости на частоте вращения, то этот параметр играет решающую роль при балансировке [2; 3].

2. Конструктивные схемы малорасходных насосов с электроприводом и малыми микровибрациями

Конструктивные схемы высокоресурсных ЭНА с резервированием разнообразны и группируются по направлению подачи потока рабочего тела и расположению насосов. Конструктивная схема и компоновка ЭНА блока подачи не изменяются и при малом ресурсе

работы, только не ставится резервный насос. По направлению потока рабочего тела ЭНА выполняется с реверсивным движением жидкости в системе и нереверсивным. Наиболее распространены последние. В корпусе блока ЭНА объединены два центробежных насоса с входом и клапаном перепуска на выходе. Клапан обеспечивает как совместную, так и раздельную работу насосов. Применение ЭНА с шестеренчатыми насосами, несмотря на ряд недостатков, является единственно приемлемым вариантом. Например, в системе, имеющей два рабочих контура с реверсированием потока и соответствующим расположением обратных клапанов, возможен расход жидкости по обоим контурам без применения сложных устройств, что увеличивает надежность и уменьшает вес системы. По расположению резервного и основного насосов ЭНА делятся на 3 типа.

1. В блоке ЭНА осевого типа центробежные насосы установлены на одной оси в общем корпусе с одним спиральным диффузором. Такие ЭНА отличаются малым радиальным и повышенным осевым габаритами, более высокой герметичностью и лучшей технологичностью по сравнению с ЭНА, корпус блока которого разборный, с дополнительными уплотнениями. Недостаток – возможная негерметичность по сварному шву и в местах соединения магистралей с входным и выходным штуцерами.
2. В блоке ЭНА параллельного типа насосы расположены параллельно рядом, что приводит к большому радиальному и малому осевому габаритам, повышенной герметичности при неразборном корпусе с привариваемыми заглушками. Насосы блока могут иметь одинаковое и разное направление вращения роторов.
3. Блок ЭНА углового типа имеет два центробежных насоса, оси которых находятся под углом друг к другу. При общем корпусе они компактны, масса их минимальна по сравнению с ЭНА параллельного типа. Они могут быть одного и разного вращения ротора.

На рис. 1 приведена схема ЭНА основного типа спутника «Sesat». Балансировке подлежат основной и резервный электродвигатели 1 и 2 в сборе крыльчатками 4 и 7.

Конструкцию корпуса ЭНА и его крепление важно учитывать, поскольку микровибрации от несбалансированных масс пере-

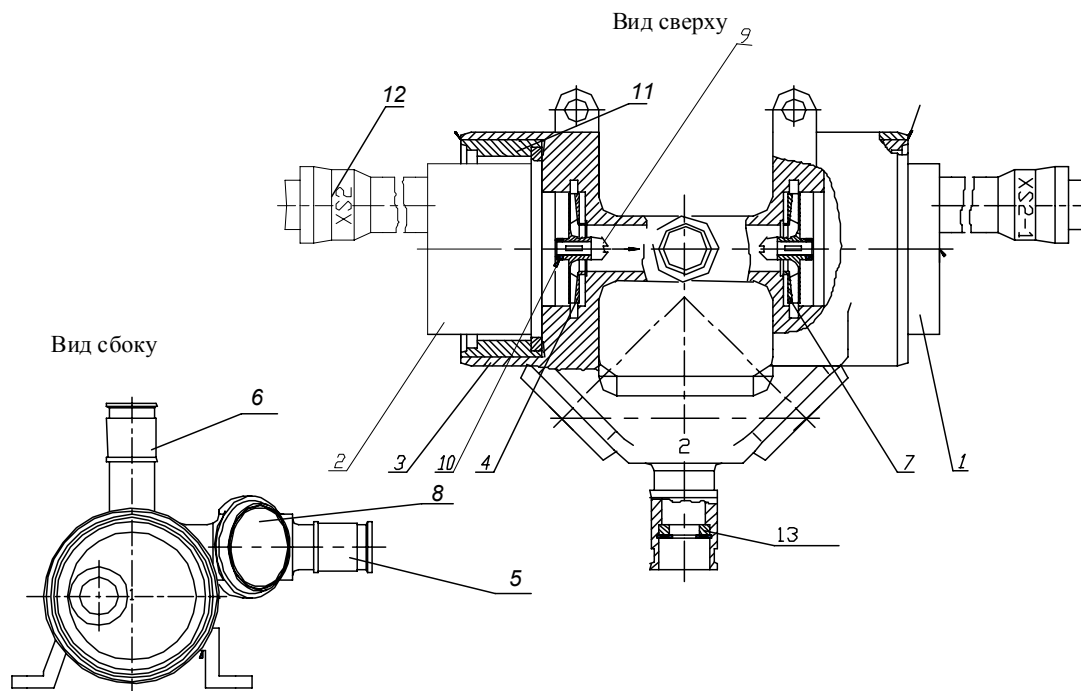


Рис. 1. Основные элементы ЭНА: 1 и 2 – основной и резервный электродвигатели; 3 – корпус; 4 и 7 – основная и резервная крыльчатки; 5 – выходной штуцер; 6 – входной штуцер; 8 – заглушка шахты обратного клапана; 9 – гайка; 10 – регулировочные шайбы; 11 – биметаллическое кольцо; 12 – кабель; 13 – расходная шайба

даются на корпус КА. И если, например, на спутник массой 3,6 тонны непосредственно будет воздействовать микроускорение от дисбаланса 0,01 g без передаточной функции ЭНА – крепление ЭНА к КА, то усилие, которое необходимо будет скомпенсировать системе ориентации и коррекции: $F mg = 36$ кг. Спутники же связи, навигации, геодезии и дистанционного зондирования Земли требуют очень точной ориентации.

3. Методы повышения срока непрерывной работы

Проблема повышения долговечности малорасходных нагнетателей для сложных автономных информационных систем решается как резервированием элементов, так и повышением их надежности и ресурса в основном тщательной балансировкой. Резервирование приводит к росту массы и габаритов, усложнению управления. Повышение надежности отдельных элементов связано с увеличением сроков разработки, внедрения и стоимости. Для определенного технического уровня образцов автономных устройств разработаны оптимальные конструкции, базирующиеся на освоенной технологии. Рассматриваемые нагнетатели характеризуются сравнительно малыми массой вращающихся роторов

(до 0,5 кг) и размерами опор, которые по результатам ресурсных испытаний и эксплуатации являются наиболее слабым звеном.

В отечественной практике разработки высокоресурсных нагнетателей резкое повышение срока непрерывной работы (СНР) обеспечивается и применением бесколлекторных электроприводов. В современных автономных нагнетателях механический износ наблюдается лишь в шарикоподшипниковых опорах электроприводов, он вызывает разрушение сепараторов, шариков, выработку беговых дорожек и большого количества продуктов износа и заклинивание опор. Проверенный нами ресурс малорасходных вентиляторов и насосов на шарикоподшипниковых опорах составляет 40 000–155 000 часов. Большие значения СНР получены после тщательной балансировки нагрузки на ротор в сборе с электродвигателем, применения подшипников с проточной смазкой, селективного подбора шарикоподшипниковых опор по профилю беговых дорожек с помощью профилометра и ряда других мероприятий, исключающих механический износ. Проведенный анализ конструкций опор с заданными скоростями вращения и нагрузками на высокий ресурс показал, что возможности шарикоподшипниковых опор достаточны при требованиях к долговечности

до 15 лет. Дальнейшее повышение ресурса непрерывной работы нагнетателей связано с частичным или полным исключением механического износа посредством применения газовой или жидкой смазки. Подшипники с газовой и жидкой смазкой можно подразделить на три основных типа: с внешним наддувом (газостатические и гидростатические), со сдвливаемой пленкой смазки и самогенерирующиеся. Применение газостатических опор, имеющих сложную систему наддува, низкие надежность и долговечность, а также

подшипниковых опор со сдвливаемой пленкой смазки для высокоскоростных устройств неперспективно. Характеристики балансируемых электродвигателей с шарикоподшипниками приведены в таблице.

4. Влияние параметров ЭНА на выбор подшипников и их балансировку

Применяемые ЭНА в основном представляют собой зарезервированные центробежные насосы малой мощности (ЦБН ММ), правильное определение параметров которых очень важно для выбора шарикоподшипниковых опор и выполнения требований балансировки по виброскорости на частоте вращения и, соответственно, срока активного существования (САС) КА. Определение параметров ЦБН ММ сводится к следующему:

- а) выбор и обоснование числа оборотов и выбор параметров электродвигателя, удовлетворяющих заданным параметрам насоса;
- б) определение геометрических размеров основных элементов проточной части, включая профилирование лопаток;
- в) расчет отводящих устройств.

Для расчета ЦБН ММ задаются следующие исходные данные: требуемый ресурс непрерывной работы, расход, давление на входе и выходе или перепад, напряжение питания Q , P_1 , P_2 (или ΔP), U соответственно, рабочая жидкость и температурный диапазон. Выбор параметров насоса целесообразно начинать с выбора и обоснования числа оборотов и электродвигателя. Необходимые параметры ЦБН ММ для ЭНА обуславливают низкие значения коэффициентов быстроходности и, как правило, низкие КПД, особенно при небольшой гидравлической мощности, свойственной насосам малой мощности. Высокие обороты, необходимые для нормальной работы центробежных насосов, и уменьшение толщины пограничного слоя приводят, в свою очередь, к увеличению потерь, расходуемых на трение вращающихся частей, затопленного ротора герметичного электродвигателя с рабочим колесом. Обороты насоса должны быть выбраны таким образом, чтобы получить максимальный (приемлемый) КПД, с одной стороны, требуемый ресурс – с другой, в то же время соответствовать требованиям ГОСТа. При выборе числа оборотов следует ориентироваться на справочные данные для бесщеточных электродвигателей постоянного тока (см. таблицу) и на

Характеристики бесщеточных электродвигателей постоянного тока

$N_{дв}$ Вт	η , об/ мин	ω , рад/с	$\eta_{дв}$	Срок непрерывной работы, ч	$N_{потр}$ Вт
1,0	7500	785	0,43	60 000	2,325
1,0	4000	418	0,43	100 000	2,325
1,0	3000	314	0,43	120 000	2,325
1,6	10 000	1047	0,46	40 000	3,478
1,6	6000	628	0,46	80 000	3,478
1,6	4000	418	0,46	10 000	3,478
2,5	6000	628	0,62	60 000	4,03
4,0	7500	785	0,59	60 000	6,779
4,0	4000	418	0,59	100 000	6,779
6,0	10 000	1047	0,62	40 000	9,677
6,0	5000	524	0,62	100 000	9,677
6,0	6000	628	0,62	80 000	9,677
6,0	4000	418	0,62	100 000	9,677
10,0	7500	785	0,70	60 000	14,29
10,0	4000	418	0,70	100 000	14,29
12,0	6000	628	0,68	155 000	25
16,0	10 000	1047	0,70	40 000	22,86
16,0	6000	628	0,70	80 000	22,86
16,0	4000	418	0,70	100 000	22,86
25,0	7500	785	0,73	60 000	34,25
25,0	4000	418	0,73	100 000	34,25
25,0	3000	314	0,73	120 000	34,25
25,0	6300	660	0,65	135 000	50
40,0	6000	628	0,75	80 000	53,33
40,0	4000	418	0,75	100 000	53,33
60,0	7500	785	0,76	60 000	78,95
60,0	4000	418	0,76	100 000	78,95
60,0	3000	314	0,76	120 000	78,95
90,0	10 000	1047	0,78	40 000	115,38
90,0	6000	628	0,78	80 000	115,38
90,0	4000	418	0,78	100 000	115,38
180,0	7500	785	0,8	60 000	225,0
180,0	3000	314	0,8	120 000	225,0
250,0	10 000	1047	0,8	40 000	312,5
250,0	6000	628	0,8	80 000	312,5
250,0	4000	418	0,8	100 000	312,5

ряд оборотов (n , об/мин) по ГОСТ 10683-63, который для справки приведен ниже: 25, 50, 75, 100, 125, 150, 200, 300, 400, 500, 600, 750, 1000, 1500, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7500, 10 000, 12 000, 12 500, 15 000, 20 000, 30 000, 40 000, 60 000. Следует отметить, что выбор бесщеточных электродвигателей для ЭНА мал. Числа оборотов этих электродвигателей в основном и определяют обороты насосов. Электродвигатели же специально разработаны для ЭНА, и число их оборотов задавалось исходя из необходимости получения требуемого ресурса и приемлемых потерь на трение затопленного ротора, которые можно определить по формуле Петрова:

момент трения ротора о жидкость

$$M_{\text{ТР}} = \frac{2\pi\xi \cdot r_p^3 L_p \cdot \omega}{C},$$

где L_p , r_p – длина и радиус ротора соответственно; C – средний радиальный зазор между ротором и статором электродвигателя.

Потери мощности на трение ротора электродвигателя о жидкость

$$N_{\text{ТР}} = M_{\text{ТР}} = 2\pi\xi\omega^2 \int_{i=1}^n \frac{r_{pi}^3 \cdot L_{pi}}{C_{pi}}.$$

Обороты ЦБН ММ на длительный СНР лежат в пределах 2000–6500 об/мин. При выборе конкретных оборотов и конкретного электродвигателя на шарикоподшипниковых опорах нужно помнить, что меньшим оборотам соответствует больший ресурс, большая толщина пограничного слоя и меньший КПД насоса при прочих равных условиях.

Выбор электродвигателя проводится в следующем порядке:

- находится полезная мощность насоса $N_n = Q_p \cdot \Delta P$, где расчетная подача $Q_p = 1,1Q$ для компенсации погрешностей расчета;
- предварительно задаются средние обороты $n_{\text{ср}} = 4000$ об/мин;
- задается КПД насоса $\zeta = 0,25$;
- задается предварительно КПД электродвигателя $\eta_{\text{дв}} = 0,5$;
- определяется полный (суммарный) КПД насоса и электродвигателя $\eta = \eta_n \cdot \eta_{\text{дв}}$;
- находится мощность на валу электродвигателя в первом приближении $N_{\text{дв}} = \frac{N_n}{\eta}$;
- значение мощности уточняется в сторону увеличения в соответствии с рядом нор-

мальных мощностей, которые для справки следующие: 4, 10, 16, 20, 25, 40 и т.д.

- по величине $N_{\text{дв}}$ находится электродвигатель ($N_{\text{потр}}$; n ; $\eta_{\text{дв}}$; ресурс, номинальное напряжение питания, $U = 27$ В, для современных электродвигателей на длительный СНР).
- затем проверяют правильность выбора электродвигателей, для чего находят полезную мощность насоса, которую он может развивать с данным электродвигателем: $[N_n] = N_{\text{дв}} \eta_n \eta_{\text{дв}}$.

Если электродвигатель выбран правильно, то должно выполняться следующее условие:

$$[N_n] \geq N_n.$$

В противном случае необходимо взять следующий по ряду более мощный электродвигатель и перепроверить вышеуказанное условие.

Потребляемая насосом мощность

$$N_{\text{потр}} = \frac{N_{\text{дв}}}{\eta_{\text{дв}}}.$$

Момент на валу электродвигателя

$$M = \frac{30N_{\text{дв}}}{\pi \cdot n}.$$

Потребляемый ток

$$J = \frac{N_{\text{потр}}}{U}.$$

Если имеется несколько типов электродвигателей, удовлетворяющих указанным условиям выбора, то следует отдавать предпочтение электродвигателям, имеющим:

- 1) больший СНР;
- 2) меньшую массу и габариты;
- 3) большую скорость вращения.

Далее следует расчет рабочего колеса и определяются его параметры для выбора балансировочного оборудования.

Пример выбора подшипников для ЭНА спутника «Sesat» на САС 10 лет

Ресурс непрерывной работы подшипника

$$L_n = \frac{10^6 L}{573 \cdot \omega},$$

расчет производится по эквивалентным нагрузкам $P_{\text{ЭКВ}}$ при постоянном режиме загрузки ($m = 3$ – для шарикоподшипников; $m = 10/3$ – для роликоподшипников).

Эквивалентные нагрузки для радиальных и радиально-упорных подшипников – это условно-постоянная нагрузка при приложении к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным. Подшипник будет иметь ту же долговечность, что и при действии действительных условий нагружения.

Расчёт проводят по ГОСТ 18855-82, в котором учтены требования ISO 281/1-76.

Например, подшипник 2B26Ю, который обеспечивает полученные параметры ЦБНММ:

$$C = 221 \text{ кгс},$$

$$C_0 = 118 \text{ кгс},$$

$$P_{\text{экв}} = (XF_R + YF_A) K_\sigma K_T$$

где K_σ – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент.

Принимаем оба коэффициента за 1.

Определяем по ГОСТу эксцентриситет нагрузки $e = 1$;

$$F_a / F_R = 0,78 / 0,144 > e;$$

$$X = 0,56;$$

$$Y = a \cdot z^b + c = 0,532 \cdot 0,015^{(-0,311971)} + 0,367 = 4,4;$$

$$P_{\text{экв}} = (0,56 \cdot 0,144 + 4,4 \cdot 0,78) = 3,51;$$

$$L = \left(\frac{C}{P_{r,rd}} \right)^3 = \left(\frac{221}{3,51} \right)^3 = 256\,071 \text{ об};$$

$$n = 4000 \text{ об/мин};$$

$$L_n = \frac{10^6}{60n} L = 1\,040\,026;$$

$$L_n = \frac{10^6}{60n} L = 1\,040\,026 \text{ ч.}$$

Вывод: данный ресурс соответствует 118 годам непрерывной работы, что достаточно для нашего изделия.

5. Особенности балансировки малорасходных нагнетателей КА на примере ЭНА

Для балансировки малорасходных нагнетателей по виброскорости на частоте вращения необходимо определиться с местами установки вибродатчиков или люлек балансировочного станка. На рис. 2 представлен раз-

рез полукомплекта ЭНА, ЦБН ММ, который содержит корпус электродвигателя 2, выполненный из алюминиевого сплава и герметично соединенный при помощи сварки; ротор электродвигателя 7 находится в гильзе из титанового сплава ВТ14, которая через биметаллическую вставку 12 геометрично соединена сваркой (швы сварочные 11) с корпусом 2. Балансировку проводят до нанесения сварочного шва 3. Металл в тяжелом месте снимают высверливанием с одновременным отсосом стружки пылесосом. Съем металла производится со специального пояса рабочего колеса 4, который образует разгрузочную от осевых усилий камеру. Полукомплект ЭНА устанавливают на люльки балансировочного станка напротив переднего шарикоподшипника и заднего шарикоподшипника 5, находящегося между статорной обмоткой 10 и датчиком положения 6 ротора 8. Места установки отмечают краской. На эти же отметки устанавливают электродвигатель без крыльчатки для определения его виброскорости на частоте вращения.

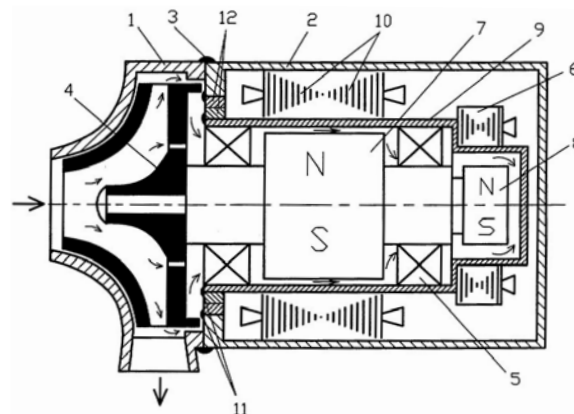


Рис. 2. Полукомплект ЭНА, ЦБН ММ

ЭНА выполнен с бесконтактным электродвигателем постоянного тока с коллектором в виде статического полупроводникового коммутатора, что обеспечивает работу электродвигателя без скользящего контакта и позволяет выполнить его герметичным. При работе полупроводниковый коммутатор (на чертеже не показан) включает ток в соответствующие обмотки статора 10, а возбуждение осуществляется постоянным магнитом, в качестве которого выполнен ротор 7. Управление коммутатором производится датчиком положения 6 ротора 7, возбуждение которого осуществляется управляющим магнитом 8, закрепленным на оси ротора 7.

В процессе работы ЭНА элементы ротора, электродвигателя и подшипники качения 5 омываются жидкостью, что увеличивает ресурс их работы.

Применение экранирующей гильзы 9, выполненной из титанового сплава и герметично соединенной сваркой 11 посредством слоистой биметаллической втулки, позволило повысить КПД электродвигателя по сравнению с ранее применяемой экранирующей гильзой, выполненной из алюминия. Эффект получен за счет уменьшения толщины стенки экранирующей гильзы 9, а следовательно, и расстояния между статором и ротором электродвигателя.

Контроль виброскорости электродвигателей по результатам измерений вибраций на невращающихся частотах проводят по межгосударственному стандарту ГОСТ ИСО 108-16-1-97, который содержит полный аутентичный текст международного стандарта ИСО 10816-1-95 «Вибрация. Контроль вибрационного состояния машин по измерениям вибрации на невращающихся частотах. Часть 1: Общее руководство». Вибросостояние электродвигателей определяется в двух взаимно перпендикулярных направлениях относительно продольной оси по двум значительным составляющим вибрации, определяющим виброскорости между максимальным $V_{\max}$ и минимальным $V_{\min}$ значениями. При этом среднее квадратическое значение вибрации определяется по формуле

$$V_{\text{ср}} = \frac{\sqrt{(V_{\max}^2 + V_{\min}^2)}}{2}.$$

Допустимые значения вибраций для электродвигателей малорасходных нагнетателей КА должны соответствовать ГОСТ 20815-93 «Среднее квадратическое значение виброскорости мм/с» категории R и S с пониженной вибрацией и особо жесткими требованиями по вибрации соответственно. Измеренные среднеквадратические значения вибраций на партии выбранных по вышеуказанной методике электродвигателей составили от 0,45 до 1,12 мм/с. Наибольшее количество электродвигателей по табл. 1 имеет среднее квадратическое значение виброскорости в пределах 1,2 мм/с. Очень важно правильно назначить норму балансировки по виброскорости на частоте вращения электродвигателя в сборе с рабочим колесом. При идеальной посадке подшипников электродвигателя вышеуказан-

ные прецизионные подшипники допускают люфт 0,003 мм.

Согласно рис. 3 дисбаланс равен $D = M \cdot e$, где M – масса рабочего колеса ($M = 10$ г). Тогда $D = 0,003$ г/мм. Для большинства ЭНА спутников связи мощность на валу электродвигателя $N_{\text{дв}} = 25$ Вт, максимальное значение $n = 6300$ об/мин, $\omega = 660$ рад/с (см. табл. 1), $\omega = \pi n / 30$. Виброскорость на частоте вращения от люфта в подшипниках будет: $V = \omega \cdot e = 660 \cdot 0,003 = 1,98$ мм/с. Из этих соображений норма для балансировки ЭНА на-

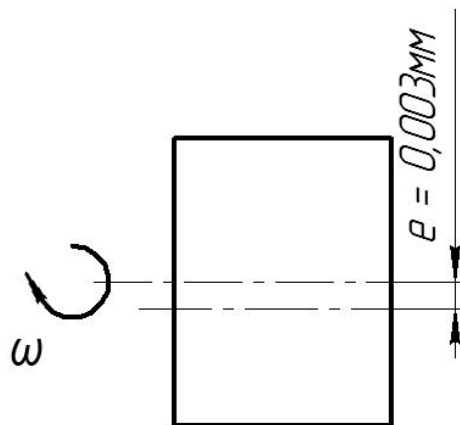


Рис. 3. Дисбаланс от рабочего колеса из-за люфта в подшипниках

значена таким образом, чтобы нагрузка на валу по виброскорости не превышала виброскорости самого электродвигателя на частоте вращения более, чем на 10 %. Фактически по результатам балансировок нагрузок в сборе с электродвигателями зачастую удается улучшить вибросостояние ЭНА по сравнению с вибросостоянием электродвигателя. Основное требование к ЭНА – получение длительного СНР в орбитальных условиях, поэтому кроме воздействия на ЭНА несбалансированных масс необходимо учитывать воздействие других факторов. В космосе в условиях невесомости радиальные нагрузки уменьшаются на массу ротора (≈ 200 г), при этом ресурс подшипников, подсчитанный по вышеуказанной методике, увеличивается примерно в два раза. Таким образом, при ресурсных испытаниях в наземных условиях коэффициент ускорения равен 2. В табл. 1 коэффициент ускорения не учтен. Согласно принципам ускорения ресурсных испытаний не должны изменяться физические условия работы в режимах ускорений. Для ЭНА такая опасность имеется, поскольку при высоких скоростях вращения в поле

сил тяжести шарики подшипников стабильно движутся по беговым дорожкам и, будучи затоплены в теплоносители 13ТК-2 (98 % изооктана), например в СТР спутников связи, выходят на режим глиссирования, при котором механический износ практически отсутствует благодаря пленке 13ТК-2 между шариками и дорожками подшипников. Для получения устойчивого движения шариков в невесомости в конструкциях электродвигателя опоры смещают относительно цилиндрического магнитопровода в радиальном направлении на величину, равную 0,1...0,9 величины среднего воздушного зазора между статором и ротором, благодаря чему возникает сила одностороннего магнитного притяжения (меньше веса ротора), обеспечивающая устойчивую и надежную работу при отсутствии сил тяжести на орбите и вертикальном положении. Усилие одностороннего магнитного притяжения зависит от геометрических размеров магнитопровода индукции в зазоре B и эксцентриситета ротора e :

$$P \approx 7 \cdot 10^4 \frac{e}{\delta} \cdot D \cdot l \cdot B^2.$$

Сила магнитного притяжения, в отличие от силы тяжести, зависит от эксцентриситета подшипника. Очевидно, что стабилизирующее действие силы одностороннего магнитного притяжения тем больше, чем меньше ее изменение при изменении эксцентриситета подшипника. При балансировке ЭНА по виброскорости на частоте вращения электродвигатель с рабочим колесом помещают на две люльки по тем же меткам, что и при измерении виброскорости электродвигателя без рабочего колеса, и прижимают к люлькам резиновыми бандажами. Люльки, соединенные тонкими ступенчатыми цилиндрическими тягами (сечение подбирают для гашения резонансов) с индукционными датчиками, сигнал с которых поступает на усилитель и ре-

шающее устройство, которое на стрелочный прибор или монитор компьютера выводит значение виброскорости на частоте вращения. По метке на рабочем колесе с помощью стробоскопа определяют тяжелое место, которое оказывается внизу, и в этом месте с помощью зубообрабатывающего боринструмента удаляют металл с обязательным отсосом стружки с помощью пылесоса. Такая методика хорошо зарекомендовала себя и подтверждена успешной эксплуатацией, например, спутников связи «Sesat» и «Экспресс», имеющих длительный САС, и приемлема для балансировки других малорасходный нагнетателей космических аппаратов.

Библиографические ссылки

1. Двирный В. В. Технологические особенности агрегатов автоматики систем терморегулирования космических аппаратов с длительным сроком активного существования : дис. ... канд. техн. наук. Красноярск : САА, 1993. С. 44.
2. Агрегаты автономных энергетических систем : учеб. пособие-монография / Е. Н. Головёнкин [и др.] ; под ред. К. Г. Смирнова-Васильева. Красноярск : КрПИ, 1986.
3. Чеботарев В. Е., Косенко В. Е. Основы проектирования космических аппаратов информационного обеспечения : учеб. пособие / Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. Красноярск, 2011. С. 488.
4. Двирный В. В., Пискулина М. А., Плотников К. О. Инновации в области агрегатов систем терморегулирования космических аппаратов // Интеллект и наука : труды XIV Всерос. молодеж. науч. конф. с междунар. участием. Железногорск, 2014. С. 8–10.
5. ГОСТ ИСО. 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях / Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. Минск, 1997.

*Статья поступила в редакцию
19.08.2014 г.*