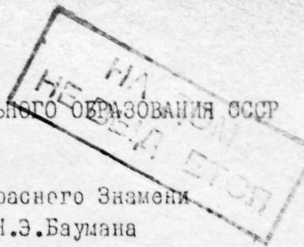


М 361632

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана



На правах рукописи

Снесарев
Георгий Андреевич

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ
ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ РЕДУКТОРОВ

Специальность 05.02.02.
- машиноведение и детали машин

Автореферат
диссертации на соискание ученой
степени доктора технических наук

Москва - 1980

Работа выполнена в Московском высшем техническом
училище им. Н.Э. Баумана.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук . профессор АРМИНОВ А.Ф.

доктор технических наук . профессор ИБАДКОВ И.И.

доктор технических наук . профессор РУДНИКОВ Р.В.

Ведущее предприятие Производственное объединение

... "РЕДУТОР" г. Ярославль ...

Автореферат разослан "25" *апр.* 1980 г.

Защита состоится "19" *июня* 1980 г. в . 14 . часов 30

на заседании специализированного Ученого Совета "Машиностроение"
Московского Ордена Ленина и Ордена Трудового Красного Знамени
высшего технического училища им. Н.Э. Баумана (аудитория).

С диссертацией можно ознакомиться на кафедре "Детали машин"
МВТУ им. Баумана.

в двух экземплярах, заверенных печатью
адресу: 107005, Москва, Б-5,
Баумана, ученому секретарю
строение".

изированного совета

р

[Подпись] БОЧАРОВ Н.Ф.

M 361632

16/1- 1980 г. Объем 2 л.
Э. Баумана, 107005, Москва

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1361632

Чесарев Г. А. Теоретические

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

1361632

Актуальность проблемы. Редукторы, в значительной мере, определяют технический уровень и надежность комплектуемых ими машин. Поэтому повышение надежности редукторов, снижение их удельной материалоемкости, рационализация номенклатуры по типам и размерам, оптимизация числа исполнений и перегрузочной способности является важной народнохозяйственной задачей. В настоящее время редукторостроение оформилось как самостоятельная отрасль машиностроения, что устраняет многие организационные препятствия, стоявшие на пути научно-технического прогресса. Происходит перестройка редукторостроения на новых параметрических, конструктивных и технологических основах, главным содержанием которой является увеличение твердости рабочих поверхностей зубьев. Все это делает изучение закономерностей, связывающих параметры систем редукторов с характеристиками комплектуемых машин и народнохозяйственными затратами, которые можно значительно снизить, весьма актуальной.

Целью работы является создание теории, позволяющей разрабатывать системы редукторов, которые удовлетворяют объективным критериям оптимальности. В качестве таких критериев принимается минимум суммарных народнохозяйственных затрат на изготовление редукторов, комплектуемых ими машин и эксплуатацию редукторов за весь срок их службы или минимум суммарной трудоемкости изготовления редукторов на программу.

Методы исследования: 1. теоретическое изучение связи между конструктивно-технологическими характеристиками редуктора и показателями его надежности; 2. изучение связи между главными факторами, определяющими важнейшие составляющие народнохозяйственных затрат, статистическими методами; 3. составление целевых функций, определяющих параметры редуктора или системы, и отно-

вание их экстремумов; 4. экспериментальная проверка результатов работы на опытных образцах и по данным эксплуатации.

Научная новизна. Поставлена и решена задача о создании системы редукторов, удовлетворяющей заданным критериям оптимальности. Установлены объективные закономерности, связывающие факторы производства и эксплуатации с характеристиками редуктора и системы редукторов. Разработаны способы оптимизации технического уровня и надежности редукторов. Создана методика проектирования редуктора на заданную надежность. Сформулирована проблема универсальности и решена задача оптимизации числа исполнений. Определена оптимальная перегрузочная способность редуктора.

Практическая ценность. Разработанная теория позволяет оптимизировать характеристики и параметры как отдельных редукторов так и целых систем, что дает большой народнохозяйственный эффект. Методика проектирования редукторов на заданную надежность позволяет совершить важный принципиальный переход от констатации надежности к ее конструктивному обеспечению в процессе разработки. Такая методика является необходимой для машинного проектирования редукторов.

Реализация результатов работы. На основании научных положений диссертации разработан, утвержден и реализуется "Общесюзовый типаж редукторов и мотор-редукторов общего назначения", разработан ГОСТ 16168-70 "Редукторы общего назначения. Общие технические условия", а также ряд других стандартов и нормативных документов. Организовано крупносерийное производство редукторов и мотор-редукторов общего назначения по "Типажу".

Апробация работы. Важнейшие разделы работы докладывались на всесоюзных конференциях и совещаниях: "Теоретические принципы унификации, агрегатирования и комплексной стандартизации в машиностроении и приборостроении" /Ужгород, 1971/, "Конструкция, расчет и технология изготовления планетарных передач" /Ленинград, 1973/, "Вопросы стандартизации и унификации методов расчетов деталей общемашиностроительного применения" /Ижевск, 1973/, "Повышение качества зубчатых передач конструктивными и технологическими методами" /Баку, 1976/, "Управление надежностью машин" /Кировоград, 1978/, а также в ряде организаций.

Публикация. Содержание диссертации освещено в 4-х книгах

И. М. В. С. Брунман
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
БИБЛИОТЕКА

и 5-ти статьях.

Объем. Диссертация состоит из введения, II-ти глав, заключения, библиографии и приложения. Общий объем 362 стр., 64 рисунка, 49 таблиц, включая приложение, 152 библиографических наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Введение.

Характеристики существующих семейств редукторов складывались, в основном, случайно. Параметры этих семейств были далеки от оптимальности, и они перестали удовлетворять возросшим требованиям народного хозяйства.

Создание системы редукторов — проблема качественно иная, чем разработка индивидуального редуктора. Критерии оптимальности такого редуктора и системы редукторов различны. Вопросы параметризации, номенклатуры, технического уровня, надежности, унификации, числа исполнений, распределения потребности, в значительной части, возникают только в системах редукторов, а остальные решаются иначе, чем в индивидуальных редукторах.

Система редукторов обслуживает систему машин, и возможные сочетания факторов могут быть предсказаны только в вероятностном аспекте. Многие важные технико-экономические зависимости трудно, а часто невозможно, получить аналитически. Большинство величин, которые необходимо учитывать, случайны. Все это предопределило генеральный метод исследования.

Рассматриваются общепромышленные редукторы, к которым не предъявляются экстремальные требования по рабочим скоростям, виброакустическим свойствам, надежности, ресурсу и т.п.

Назначением работы является создание теории, на основании которой можно разработать систему редукторов, удовлетворяющую объективным критериям оптимальности.

Глава I. Состояние редукторостроения в начале 70-х годов.

Состояние редукторостроения в 60-х годах, которое, в большей части, сохранилось и в начале 70-х годов, характеризовалось

следующим.

Важным положительным моментом было существование специальных редукторостроительных заводов, но централизованное производство удовлетворяло всего около 2/3 общей потребности. Нужда народного хозяйства в номенклатуре редукторов по типам удовлетворилась на 30%, по типоразмерам - на 20%. Распределение выпуска по типам неудовлетворительно - большинство составляют двухступенчатые цилиндрические и одноступенчатые червячные редукторы, что нерационально. Многие важные типы выпускаются в недостаточном количестве /трехступенчатые цилиндрические, коническо-цилиндрические/ или не изготавливаются совсем /соединительные цилиндрические, конические/.

Серьезным недостатком, затруднявшим применение редукторов, было отсутствие унификации в нагрузочных характеристиках и присоединительных размерах.

Число исполнений по передаточным числам, сборкам и формам концов валов далеко отставало от нужд промышленности.

Расход материалов на передачу единицы нагрузки в 2...3 раза превышал средний мировой уровень, что приводило к значительным потерям, которые еще возрастали за счет увеличения массы и снижения технического уровня машин, комплектуемых неоправданно громоздкими редукторами.

Нерациональная система параметров передач, случайность технических заданий, отсутствие норм, разновременное и неkoordinированное проектирование в разных организациях, различные конструктивные традиции - все исключало возможность осуществления широкой и рациональной унификации.

Многие конструктивно-технологические решения устарели. В первую очередь, это относится к твердостям рабочих поверхностей зубьев, которые были, в большинстве случаев, низкими.

Регламентация качества и показателей надежности отсутствовала. Повышенный шум, течь масла из корпуса, низкая долговечность были обычными дефектами редукторов.

По совокупности отмеченных свойств изготавливавшиеся семейства редукторов не составляли системы и не удовлетворяли возросшим потребностям народного хозяйства. Требовалась перестройка редукторостроения на новых, научных, основах.

Начало коренному изменению положило Постановление Совета

Министров СССР "О дальнейшем увеличении производства нормализованных редукторов...", которое вышло в 1968 г. за № 820. Основные редукторостроительные заводы были сосредоточены в одном министерстве, предусмотрено строительство новых. Был создан ВНИИРедуктор - головная организация по редукторостроению.

Принципиальные преимущества плановой социалистической системы создают возможность реализации научных идей построения систем редукторов на базе объективного критерия оптимальности - минимума народнохозяйственных затрат.

Система редукторов - совокупность стандартизованных узлов одного функционального назначения, оптимизированная по всем параметрам.

Основные параметры системы, подлежащие оптимизации:

1. номенклатура по типам;
2. технический уровень;
3. показатели надежности;
4. унификация;
5. число и разделение типоразмеров;
6. параметры передач;
7. номенклатура и число исполнений;
8. перегрузочная способность.

Глава 2. Оптимизация номенклатуры редукторов по типам.

Чем шире номенклатура изготавливаемых редукторов, чем больше выбор у конструктора, тем рациональнее может быть сконструирован привод машины, тем больше возможность поднять ее технический уровень. С другой стороны, с ростом номенклатуры объективно растут трудности производства и себестоимость каждого типоразмера из-за уменьшения серийности.

Редукторы являются ограниченно взаимозаменяемыми. Например, трехступенчатый редуктор может быть заменен комбинацией двухступенчатого и одноступенчатого. Такие замены приводят к потерям. Если увеличение себестоимости за счет низкой серийности превышает среднюю величину потерь, то централизованное производство типа с малой потребностью экономически нецелесообразно. Это позволяет номенклатуру, близкую к оптимальной, получить из полной

путем исключения из нее типов, потребность в которых ниже определенного порога серийности.

Номенклатура, близкая к полной, получена анализом материалов обследования отечественного редукторостроения, проведенного ЦСУ СССР по предложению автора, и данных иностранных фирм. Вероятность пропустить какой-нибудь тип оценивалась по формуле:

$$P_{LH}^e = \frac{(L-H)^{L-H+0,5} (L-e)^{L-e+0,5}}{(L-H-e)^{L-H-e+0,5} L^{L+0,5}}$$

Здесь L - генеральная совокупность информационных материалов, H - их число с нужным типом, e - объем выборки.

Формула позволяет решить обратную задачу об объеме выборки e , если задана доля $\frac{H}{L}$ и вероятность пропуска P . Решение облегчается графиком, приведенным в работе.

Анализ большого количества машин, в которых использованы неоптимальные редукторы, показывает, что вызванные этим потери изменяются в широких пределах. Средняя величина, отнесенная к цене редуктора, составляет 0,35. Это позволило найти нижний порог серийности, который составляет 0,1% общего выпуска.

Решение вопроса об относительной заинтересованности народного хозяйства в типах редукторов невозможно без массового опроса. Установлен объем рассылки анкет, чтобы с заданной вероятностью получить нужное количество качественных ответов. Приведен график, облегчающий расчет. Определен состав вопросов анкеты, обеспечивающий получение статистической информации, необходимой для построения системы редукторов.

Имея полную потребность в редукторах и относительную заинтересованность, все типы располагаются в порядке убывания годового выпуска. Из полученного ряда отбрасываются члены, потребность в которых меньше 0,1% общей. Оставшиеся типы составят номенклатуру, близкую к оптимальной.

Глава 3. Технический уровень.

Сопоставление натуральных показателей не может дать обобщенной оценки редуктора. Технический уровень как мера инженерного совершенства редуктора должен характеризоваться числом, которое определяется соотношением затрат и результата. Результат оцени-

вается нагрузочной способностью редуктора в виде допустимого крутящего момента на его тихоходном валу. Наиболее объективной и полной мерой затрат является себестоимость или пропорциональная ей цена редуктора, но она сильно зависит от условий производства, серийности и трудно сопоставима с иностранными образцами. Мерой технического уровня принимается относительная масса $\gamma = \frac{m}{T}$, обладающая высокой стабильностью, что позволяет непосредственно использовать ее для качественной оценки совершенства редукторов.

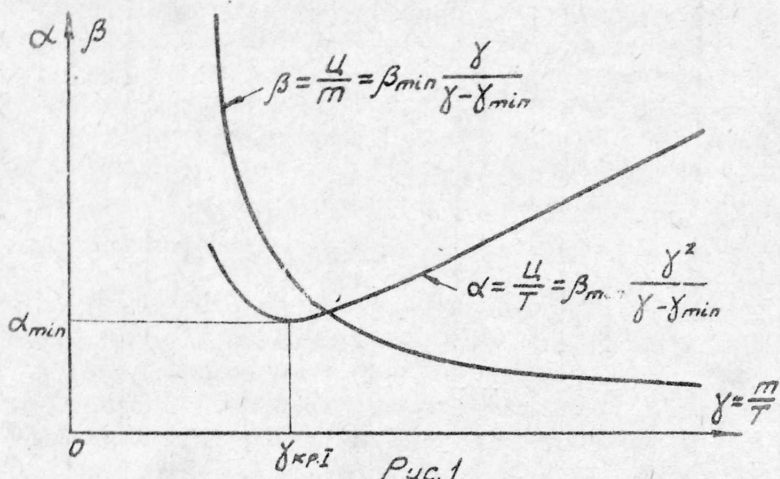
Установлена статистическая закономерность $\gamma \cdot HB \approx Const$, определяющая генеральное направление повышения технического уровня - увеличение твердости рабочих поверхностей зубьев.

По мере уменьшения относительной массы γ относительная цена $\alpha = \frac{C}{T}$ сначала тоже уменьшается; достигает минимального значения, а затем начинает расти. Это объясняется следующим. По мере роста технического уровня редуктора приходится использовать все более дорогие материалы и затрачивать на его изготовление все больше труда. Это объективно приводит к увеличению цены единицы массы $\beta = \frac{C}{m}$, изменение которой аппроксимируется зависимостью: $\beta = \beta_{min} \frac{\gamma}{\gamma - \gamma_{min}}$. Относительная цена $\alpha = \beta \gamma = \beta_{min} \frac{\gamma^2}{\gamma - \gamma_{min}}$ имеет минимум при $\gamma = \gamma_{кр.г} = 2\gamma_{min}$, равный

$\alpha_{min} = 4\beta_{min}\gamma_{min}$. График изменения α и β в функции γ приведен на рис. 1.

Перегрузочная способность редуктора $\eta = \frac{[T_E]}{[T_H]}$ определяется отношением допустимых моментов по изгибной $[T_E]$ и контактной $[T_H]$ выносливости при постоянной нагрузке. Снижение γ достигается, в основном, за счет повышения твердости рабочих поверхностей зубьев. При этом $[T_H]$ растет быстрее $[T_E]$, и потенциальная перегрузочная способность уменьшается, подчиняясь зависимости $\eta \approx \sqrt{\frac{2\beta}{\gamma_{min}}}$. У редукторов с более высоким техническим уровнем перегрузочная способность ниже.

Оценка технического уровня редуктора через относительную массу, в которую входит допустимый момент при постоянной нагрузке, содержит определенную неточность, так как не учитывает важнейшую характеристику - перегрузочную способность. При росте



перегрузочной способности масса в $\sqrt[5]{n^2} = n^{0,4}$ и цена в $\sqrt[3]{n}$ раз увеличиваются, и редуктор, обладающий лучшими потребительскими свойствами, оказывается формально хуже редуктора, не допускающего перегрузок. Универсальный критерий имеет вид: $\gamma_n = \frac{m}{T n^{0,4}} = \frac{\gamma}{n^{0,4}}$

При росте технического уровня редуктора его цена возрастает, а цена комплектуемой машины из-за применения редуктора меньшего размера уменьшается. Получены соответствующие зависимости. Это позволило найти оптимальный технический уровень редуктора по критерию минимума суммарной цены редуктора и машины. В такой постановке задача решена в замкнутом виде.

Анализ основных типов редукторов показывает, что их технический уровень, регламентированный "Типаком" и ГОСТ 16162-78 "Редукторы общего назначения. Общие технические условия" достаточно высок и лежит вблизи оптимального значения.

Глава 4. Оптимизация надежности редукторов.

Редуктор рассматривается как ремонтируемая система, состоящая из неремонтируемых элементов и имеющая простейший поток отказов. Показателем надежности принят γ - процентный ресурс важнейших элементов, отказ которых приводит к списанию редуктора или капитальному ремонту.

Приведена классификация типов отказов и группировка важнейших элементов по наиболее вероятным типам отказов. По способу определения показателей надежности элементы разбиты на семь групп.

Показано, что разрушающее напряжение σ_{lim} и эквивалентное напряжение $\bar{\sigma}$ распределены нормально. Тогда вероятность отказа

$$Q = 0,5 - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{\bar{\sigma}_{lim} - \bar{\sigma}}{\sqrt{D\sigma_{lim} + D\sigma}}} e^{-\frac{w^2}{2}} dw$$

, где

$$Q = \frac{\bar{\sigma}_{lim} - \bar{\sigma}}{\sqrt{D\sigma_{lim} + D\sigma}}$$

Здесь $\bar{\sigma}_{lim}$ и $\bar{\sigma}$ - средние напряжения, $D\sigma_{lim}$ и $D\sigma$ - их дисперсии.

Приведена техника определения средних и дисперсий. Показана необходимость учета корреляционных связей при расчете дисперсий.

Показано, что распределение плотности потребности в ремонтах может быть аппроксимировано логарифмически нормальным законом:

$$f \approx \frac{1}{\bar{\sigma} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\lg T - \lg \bar{T})^2}{2\bar{\sigma}^2}}$$

. Определены коэффи-

циенты вариации нагрузки, необходимые для расчета показателей надежности всех элементов.

Разработана инженерная методика расчета надежности зубьев по изгибной выносливости. Особенностью является введение "коэффициентов модели", которые учитывают возможные расхождения математической модели и реальных условий работы элемента.

Приведена приближенная методика расчета вероятности непрочности в бесшпоночных соединениях зубчатых колес с валами.

Разработана методика расчета надежности рабочих поверхностей зубьев по контактной выносливости. Аналитически доказано, что плотность вероятности отказа в функции наработки подчиняется логарифмически-нормальному закону:

$$f(a) = \frac{1}{\sigma_a \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\lg \frac{N}{N_{HO}} - \lg \frac{\bar{N}}{N_{HO}})^2}{2\sigma_a^2}}$$

Здесь: среднее квадратическое отклонение логарифма нара-
ботки

$$\sigma_a = \pm m \lg \frac{1 \pm \sqrt{V_{\bar{G}_{H \text{ лим}}}^2 + V_{\bar{G}_H}^2}}{1 - V_{\bar{G}_H}^2}, \text{ средний ресурс}$$

$$\bar{N} = \frac{N_{HO}}{K^m}, \text{ где } K = \frac{\bar{G}_H}{\bar{G}_{H \text{ лим}}}; \bar{G}_{H \text{ лим}} = \frac{\bar{G}_{H \text{ лим}}}{K_{HL}}; K_{HL} = \sqrt{\frac{m N_{HO}}{N}};$$

$\bar{G}_{H \text{ лим}}$ - предел длительной контактной выносливости зубча-
того колеса, работающего с определенной окружной скоростью;

m - показатель кривой выносливости; N_{HO} - база контакт-
ных напряжений.

На рис. 2 приведен график плотности вероятности отказа $f(a)$
и вероятности отказа Q в функции $\frac{N}{N_{HO}}$ при $K=1,12$.

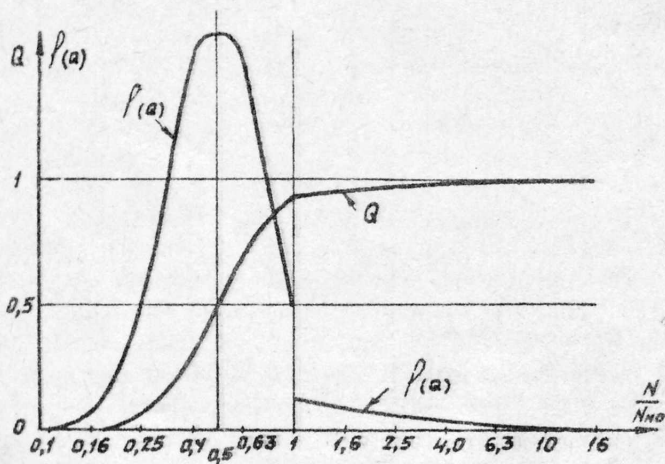


Рис. 2

Разработан способ определения γ - процентного ресурса
и проектирования передачи на заданный γ - процентный ресурс.

Показано, что, в условиях флуктуации частоты вращения, ди-
намической грузоподъемности и эквивалентной нагрузки, закон

изменения вероятности безотказной работы подшипника качения близок к экспоненциальному, т.е. $P(t) = e^{-\frac{t}{\bar{L}_h}}$, где сред-

ний ресурс $\bar{L}_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{\bar{C}}{P} \right)^{\alpha}$ и $\bar{C} \approx 1,5C$. Приведена методика подбора подшипника на заданную надежность.

Разработаны рекомендации, позволяющие оценивать надежность деталей редуктора, рассчитываемых приближенно.

Принято, что надежность редуктора как системы с простейшим потоком отказов подчиняется экспоненциальному закону. Это позволяет дать характеристику надежности редуктора как элемента, встраиваемого в более крупную систему: $P_R(t) = e^{-(\omega_R + \omega_{учл})t}$,

где параметр потока отказов элементов, определяющих δ - процентный ресурс, $\omega_R = -\frac{\ln P_R}{t_R} \approx \frac{\sum Q_{Ri}}{t_R}$, параметр потока отказов остальных элементов

$$\omega_{учл} = -\frac{\ln P_{учл}}{t_R}$$

Оценена точность расчетов. Показано, что при увеличении надежности достоверность ее оценки снижается. При вероятности безотказной работы $P > 0,9999$ сейчас строго можно говорить лишь о порядке величин.

Разработаны рекомендации по выбору норм надежности элементов общепромышленных редукторов.

Надежность редуктора, в том числе готового, можно управлять, изменяя его нагрузку. Это позволяет определить оптимальную надежность по критерию минимума народнохозяйственных затрат.

При уменьшении нагрузки напряжения в элементах снижаются, допустимый момент падает, масса и цена необходимого редуктора и комплектуемой им машины возрастают. Одновременно расходы на ремонт уменьшаются вследствие повышения надежности редуктора. Показано, что вероятность отказа пропорциональна напряжению в степени $2m$, и $m \approx \frac{0,17}{\nu^{0,7}}$, где ν - коэффициент

вариации напряжения. Чем меньше коэффициент вариации, тем быстрее падает вероятность отказа при уменьшении нагрузки. Для нормативного коэффициента эффективности $E = 0,15$ и срока службы

$T = 20$ лет оптимальная нагрузка равна:

$$\alpha_{\text{топт}} = \frac{T_{\text{опт}}}{T_{90}} = \sqrt[m+1]{\frac{1 + K_{\text{обор}} \frac{\beta_{\text{обор}}}{\beta_{\text{ред}}}}{0,36 m K_{\text{эр}}}}$$

Здесь: $K_{\text{обор}}$ - коэффициент пропорциональности между массой редуктора и вторичным перерасходом металла, β - цена одного кг, $K_{\text{эр}}$ - приведенные расходы на ремонт, выраженные в долях цены редуктора, $T_{\text{опт}}$ - оптимальный по надежности момент, T_{90} - допустимый момент при девяностопроцентном ресурсе.

Разработаны принципы проектирования редуктора на заданную надежность.

Глава 5. Некоторые вопросы теории унификации.

Унификация есть уменьшение разнообразия. Частным, но важнейшим, ее видом является применение одинаковых деталей в разных редукторах. Цель унификации - снижение себестоимости и повышение качества за счет увеличения серийности /годового выпуска/ и уменьшение эксплуатационных расходов за счет снижения номенклатуры деталей и запасных частей. Одновременно масса редукторов возрастает /"основной закон унификации"/ за счет применения более тяжелых деталей. К аналогичному результату приводит унификация корпусов для всего набора передаточных чисел, предусмотренного в редукторе.

При рациональной унификации может быть достигнута экономия металла за счет повышения коэффициента его использования.

По мере роста серийности эффективность унификации в производстве снижается.

Главной объективной причиной различия деталей одного назначения является неодинаковость нагрузок. Отсюда, важнейшим условием рациональной унификации деталей является унификация нагрузок.

У всех видов передач, при условии унификации основных конструктивных решений, крутящий момент, приблизительно, пропорционален кубу главного параметра. Так как последний изменяется с шагом 1,12 или 1,25, то момент должен изменяться с шагом 1,4 или 2. Это позволило разработать нормальный ряд крутящих моментов, единый для всех типов редукторов, который обеспечивает

одинаковость нагрузок и, в пределе, отсутствие перетяжеления редукторов при унификации. Единый ряд моментов является важнейшим признаком системы.

Редуктор имеет несколько предельных состояний, передаваемая нагрузка может ограничиваться разными условиями. Важно, что для контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев расчетным является наибольшее передаточное число, для остальных предельных состояний — наименьшее, занимающее в выпуске небольшую долю. Если реализовать повышенную несущую способность по контактной выносливости на малых передаточных числах, то масса и цена редуктора возрастут, вследствие унификации деталей, на всех передаточных числах. В результате, суммарная цена всех редукторов на программу, с учетом распределения потребности в передаточных числах, наибольшая плотность которой лежит в диапазоне 25...40, возрастает. Это делает экономически целесообразным принять допустимый момент независимым от передаточного числа. Одновременно это облегчает решение многих конструктивных вопросов.

Наиболее распространены четырехполюсные асинхронные двигатели с $n_0 = 1500$ об/мин. Повышение допустимого момента при уменьшении частоты вращения за счет снижения коэффициента динамичности очень мало, и им можно пренебречь, особенно, если учесть, что около 99% всех общепромышленных передач работает с окружными скоростями до 12,5 м/с.

Нормальный ряд моментов, независимый от типа редуктора, передаточного числа и частоты вращения валов, является основой системы редукторов. Одновременно сокращаются каталоги и упрощается методика выбора редуктора из ряда.

Нормальный ряд крутящих моментов на тихоходных валах редукторов, выраженный в Н·м, имеет следующий вид:

8,0; /11,2/; 16,0; /22,4/; 31,5; /45,0/; 63,0; /90,0/; 125; /180/; 250; /355/; 500; /710/; 1000; 1400; 2000; 2800; 4000; 5600; 8000; $11,2 \cdot 10^3$; $16 \cdot 10^3$; $22,4 \cdot 10^3$; $31,5 \cdot 10^3$; $45 \cdot 10^3$; $63 \cdot 10^3$; $75 \cdot 10^3$; $90 \cdot 10^3$; $106 \cdot 10^3$; $125 \cdot 10^3$; $150 \cdot 10^3$; $180 \cdot 10^3$; $212 \cdot 10^3$; $250 \cdot 10^3$; $300 \cdot 10^3$; $355 \cdot 10^3$; $425 \cdot 10^3$; $500 \cdot 10^3$; $600 \cdot 10^3$; $710 \cdot 10^3$; $850 \cdot 10^3$; $1000 \cdot 10^3$.

Унификация нагрузок создает условия для рациональной унификации передач, валов, подшипниковых узлов, присоединительных

размеров разных редукторов.

Показано, что, в большинстве случаев, единый корпус для всех предусмотренных передаточных чисел рационален. Приведены примеры целесообразной деунификации корпусов.

Глава 6. Теория параметрических рядов.

Эта глава является центральной в работе, и непосредственно относится к задаче размещения типоразмеров.

Густота ряда редукторов и размещение его членов противоречиво влияют на составляющие народнохозяйственных затрат. Важнейшие из них: затраты на изготовление редукторов, определяющие их цену, затраты на изготовление комплектующих редукторами машин, определяющие их цену, затраты на эксплуатацию, включающие обслуживание и ремонт. Оптимальным является ряд, при котором сумма народнохозяйственных затрат минимальна.

Реальна такая временная ситуация, когда производственных мощностей недостаточно, и критерием оптимальности может стать минимальная трудоемкость изготовления заданного количества редукторов.

Цена редуктора определяется его типом, техническим уровнем, массой и серийностью /годовым выпуском/. Зависимость, полученная статистическими методами, имеет вид:

$$C = K_4 \frac{m^{0,825}}{N^{\frac{0,3}{2,471}}}$$

Коэффициент K_4 , отражающий тип и технический уровень редуктора, в современных конструкциях изменяется в пределах от 4 до 7. Часть поверхности $\beta = \frac{C}{m} = f(m, N)$ в логарифмических координатах показана на рис. 3.

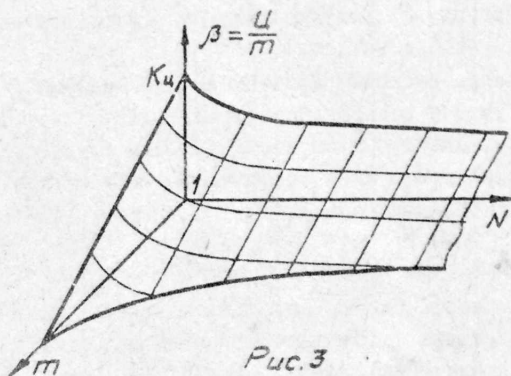
Трудоемкость изготовления редуктора:

$$T_{изг.} = K_7 \frac{m^{0,55}}{N^{0,2}}$$

Здесь K_7 - коэффициент, отражающий влияние типа и технического уровня редуктора на трудоемкость его изготовления.

Между коэффициентами K_7 и K_4 существует корреляционная зависимость, близкая к линейной: $K_7 \approx 1,85 K_4$.

При разреженных рядах часто возникает вынужденная необходи-



мость использовать более тяжелый редуктор, чем требуемый по нагрузке. Это приводит к вторичному перерасходу металла в комплектующих машинах и увеличению их цены в части, зависящей от редуктора. Перерасход, отнесенный к массе редуктора, определяется типом машины и изменяется в широких пределах /от 0,1 до 1,0/, и в расчете используется средняя величина. Увеличение цены оборудования:

$$\Delta C_{обор} = m_{ред.} \beta_{обор} N \left(1 - \frac{q_T}{4,8}\right)$$

Здесь $\beta_{обор}$ - цена одного кг оборудования.

Современные редукторы, обычно, имеют навесное исполнение с полым тихоходным валом, которое исключает муфту, не требует опорной рамы и почти исключает вторичный перерасход. В этом случае:

$$\Delta C_{обор} = m_{ред.} \beta_{обор} N \left(1 - \frac{q_T}{4,8}\right) \frac{q_T}{4,8}$$

Эксплуатационные расходы зависят от типа редуктора, его массы и повторяемости, т.е. от количества одинаковых типоразмеров на предприятии. Число потребителей разных редукторов непостоянно, распределение редукторов между ними неравномерно, часто име-

ется дефицит. С учетом этих объективных факторов разработана методика определения эквивалентной повторяемости на основании данных, реальных для получения, - годового выпуска N и числа потенциальных потребителей редукторов Π . Методика мало чувствительна к точности исходных данных.

Эксплуатационные расходы распределены во времени и приводятся к первому году с учетом расширенного производства и убавли по естественному износу. Для срока службы в 20 лет, среднегодового прироста выпуска редукторов в 8% и нормативного коэффициента эффективности $E = 0,15$ приведенные расходы равны:

$$\mathcal{E} = K_3 \left(\frac{m}{p} \right)^{0,4} N K_{прив}.$$

Здесь K_3 - коэффициент, отражающий влияние типа и технического уровня редуктора на эксплуатационные расходы.

$$\text{Коэффициент приведения } K_{прив} = p^{0,016} \left(4,17 + \frac{1,7}{p-1,4} \right).$$

Обследования заводов показало, что нижний предел повторяемости стремится не к теоретическому пределу, равному единице, а к большей величине, приблизительно равной двум. Отсюда, средняя повторяемость

$$p = \frac{N}{\Pi} + 2.$$

Формула относится к нормированной вероятности отказа редуктора $Q_0 = 0,1$. При изменении надежности эксплуатационные расходы изменяются, и для вероятности отказа Q $K_{3Q} = K_3(0,4 + 6Q)$.

Между коэффициентами K_3 и K_4 также существует корреляционная связь, близкая к линейной, и $K_3 \approx 1,88 K_4$.

Сравнение показывает, что $K_3 \approx K_7$.

Все выражения для затрат содержат массы редукторов m , которые нужно найти, не прибегая к трудоемкой конструктивной проработке всех размеров ряда. Статистическая обработка данных большого количества рядов отечественных и зарубежных редукторов показывает, что график функции $\gamma = f(\tau)$ в логарифмических координатах аппроксимируется полигоном, приведенным на рис. 4.

Всю кривую, в принципе, можно построить, зная всего одну точку на ней, желательно при $T = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Для массовых редукторов целесообразна контрольная проработка еще двух размеров с моментами 500 и 16 000 Н.м.

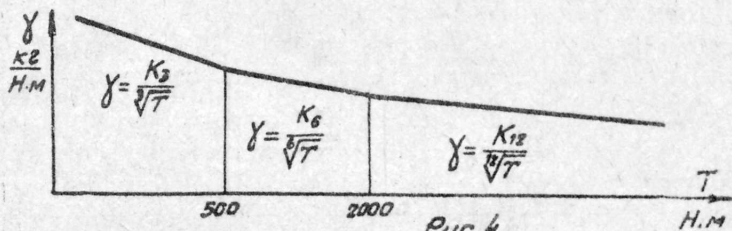
Для построения оптимальных рядов необходимо знать годовой

выпуск каждого типоразмера. Он получается из общего выпуска типа и распределения плотности потребности в моментах, которая инвариантна относительно конструкции редуктора. Как указывалось, плотность потребности может быть аппроксимирована логарифмически - нормальным законом.

Условие оптимальности ряда:

$$\sum N_i (C_i + \Delta C_{\text{обор.}i} + Z_i) = \min.$$

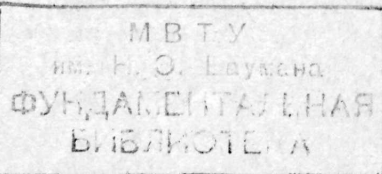
Стабильность соотношения основных составляющих народнохозяйственных затрат делает задачу стационарной. Свойства редукторов как комплектующих изделий позволяет использовать метод динамического программирования и сократить время работы машины^{х/}.



Массовые расчеты позволили установить влияние основных факторов на структуру оптимального параметрического ряда:

- а/ тип редуктора, диапазон моментов и параметры закона его распределения не оказывают качественного влияния;
- б/ при увеличении выпуска густота ряда, которая характеризуется отношением моментов соседних размеров, уменьшается;
- в/ более дорогие редукторы, требуют более густых рядов;
- г/ увеличение эксплуатационных затрат приводит к разрежению рядов;
- д/ густота ряда непостоянна и увеличивается с увеличением моментов.

^{х/} Программа расчета на ЭВМ составлена М.К. Нульцев, которому автор приносит глубокую благодарность.

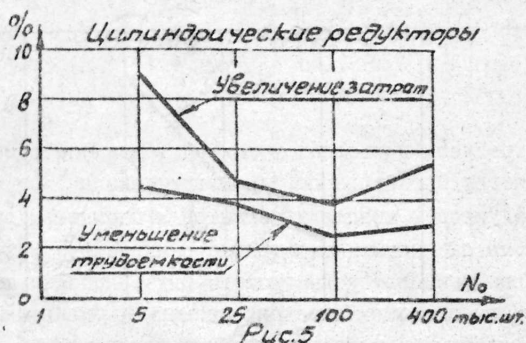


Главную часть народнохозяйственных затрат составляют расходы на изготовление редукторов, определяющие их цену, и эксплуатационные расходы. По мере роста выпуска доля первых увеличивается, а вторых — уменьшается. Доля увеличения расходов на оборудование не превышает 6%, что делает ненужным высокую точность их определения.

Условие оптимальности по критерию минимума суммарной трудоемкости изготовления:

$$\sum N_i T_{032,i} = \sum N_i K_T \frac{m_i^{0,55}}{N_i^{0,2}} = \min.$$

Ряды, построенные по этому критерию, от годового выпуска не зависят и оказываются, примерно, вдвое реже, чем ряды, построенные по минимуму народнохозяйственных затрат, что приводит к значительным потерям. Это иллюстрируется рис. 5, на котором приведен график для двухступенчатых цилиндрических редукторов. В связи с этим сокращенные ряды целесообразно использовать как этап освоения оптимальных рядов.



Глава 7. Основы построения параметрических стандартов на передачи.

Ступенчато-арифметические прогрессии, причем разные, по которым были построены ряды главных параметров цилиндрических и червячных передач, пришли в противоречие с необходимостью единого подхода к параметризации всех передач и унификации моментов,

что выяснилось при разработке проекта типажа. Параметрические стандарты требовалось переработать или разработать вновь на новых, научных, основах.

Нормализационно созрели для стандартизации цилиндрические, конические, червячные цилиндрические, глобоидные, планетарные цилиндрические со схемой **2К-Н** и волновые передачи.

Должен быть регламентирован минимальный набор основных параметров, определяющих унификацию и взаимозаменяемость - главный параметр, передаточное число или отношение и ширина или коэффициент ширины.

В цилиндрических, червячных цилиндрических и глобоидных передачах главным параметром является межосевое расстояние, в планетарных - радиус водила, в конических - внешний делительный диаметр колеса, в волновых - внутренний посадочный диаметр гибкого колеса в недеформированном состоянии.

Требование единства законов для построения рядов главных параметров и основных характеристик - крутящих моментов позволяет использовать только геометрические прогрессии. По тому же принципу должны строиться и ряды основных параметров.

Отмеченная кубическая зависимость между основной характеристикой и главным параметром и сопоставление с рядами нагрузок некоторых важнейших машин, сопрягаемых с редукторами, приводит к наименьшему шагу численных значений главных параметров, равному I, I_2 , который совпадает со знаменателем ряда **R20** предпочтительных чисел по ГОСТ 8032-56. Ряд численных значений главных параметров всех передач должен быть единым, но диапазон и густота рядов в характерных участках диапазона у разных передач будут отличаться.

Единый ряд главных параметров: 25, 31,5; 40; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500.

Одной из тенденций развития редукторов является уменьшение суммарного числа зубьев в цилиндрических передачах в связи с увеличением модулей из-за роста твердости, что затрудняет соблюдение номинальных передаточных чисел. В настоящее время реальным допуском является 4%, что удовлетворяет общепромышленное машиностроение. Это предопределяет наименьший шаг номинальных

передаточных чисел, равный I, I_2 . Кинематические возможности стандартизуемых передач заставляют ограничиться в настоящее время диапазоном передаточных чисел от I до 500 по ряду R_{20} ГОСТ 6032-56.

Единый ряд передаточных чисел и отношений: $I, 0; I, I_2; I, 25; I, 4; I, 6; I, 8; 2, 0; 2, 24; 2, 5; 2, 8; 3, 15; 3, 55; 4, 0; 4, 5; 5, 0; 5, 6; 6, 3; 7, 1; 8, 0; 9, 0; 10, 0; 11, 2; 12, 5; 14, 0; 16, 0; 18, 0; 20, 0; 22, 4; 28, 0; 31, 5; 35, 5; 40, 0; 45, 0; 50, 0; 56, 0; 63, 0; 71, 0; 80, 0; 90, 0; 100; 112; 123; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500$.

Ряд номинальных передаточных чисел отдельных передач является выборкой из одного ряда.

Опыт конструирования редукторов показывает, что для коэффициентов ширины достаточно ряда R_{10} со знаменателем $I, 25$. Единый ряд имеет вид: $0, 08; 0, 1; 0, 125; 0, 16; 0, 2; 0, 25; 0, 315; 0, 4; 0, 5; 0, 63; 0, 8; 1, 0; 1, 25$.

Коэффициенты ширины цилиндрических, планетарных, глобоидных и конических передач являются выборкой из одного ряда. В конических передачах конструктивно реальный диапазон изменения коэффициента ширины $\psi = \frac{b}{R_e}$, где R_e - конусное расстояние, очень узок - увеличение ограничивается заострением зубьев, уменьшение приводит к падению нагрузочной способности без заметного снижения массы зубчатых колес. Это делает целесообразным принятие одного расчетного коэффициента. Однако, при этом расчетные ширины будут соответствовать иррациональным числам. Это заставляет записать ширины в явном виде в функции диаметра колеса и передаточного числа. Расчетные величины округляются до ряда R_{40} ГОСТ 6032-59.

На базе общего методического подхода и единых рядов параметров для каждого вида передач разработаны конкретные рекомендации по числовым значениям основных параметров.

Глава 8. Унификация методов проектирования

Существующее многообразие конструктивных решений, отсутствие унификации, случайность нагрузочных характеристик и присоединительных размеров, изобилие применяемых марок материалов, разнообразие способов упрочнения - все затрудняет производство, коопера-

рацию между заводами и, особенно, эксплуатацию. Главной причиной такого положения является отсутствие единства в методах проектирования, которое может быть преодолено разработкой соответствующих норм или технических условий.

Разработанные "Временные технические условия на проектирование редукторов и мотор-редукторов общего назначения" содержат необходимые данные, обеспечивающие рациональную унификацию решений. Важными составными частями являются условия применения, номинальные крутящие моменты, допустимые консольные нагрузки, технический уровень, ресурс, показатели и нормы надежности. Обеспечена унификация присоединительных размеров. Основные нормы этих "ВТУ" вошли в ГОСТ 16162-78 "Редукторы общего назначения. Общие технические условия" и в ряд других стандартов.

Многие редукторы имеют набор передаточных чисел, и отдельной задачей является установление расчетного передаточного числа, к которому следует относить регламентированный ресурс подшипников. Задача решалась по критерию минимума суммы стоимости всех подшипников на срок эксплуатации и затрат на их смену. При уменьшении расчетного передаточного числа первоначальная стоимость комплекта подшипников возрастает, но расходы на их замену уменьшаются вследствие увеличения среднего ресурса и вероятности безотказной работы. При увеличении расчетного передаточного числа наблюдается обратная картина.

Для решения задачи статистическими методами были получены зависимости, связывающие основные характеристики подшипника качения: диаметр d , массу m , динамическую грузоподъемность C и цену U . Осредненные по типам формулы имеют вид:

$$\begin{aligned} C &= K_{cd} d^{1,6} \\ m &= K_{md} d^{2,55} \\ U &= K_{Um} m^{0,72} \end{aligned}$$

Коэффициенты корреляции везде превышали 0,96. Коэффициенты в формулах отражают влияние типа, серии и конструкции подшипника.

Целевая функция имеет минимум, зависящий от диапазона передаточных чисел редуктора. Для основных типов редукторов, кроме конических, расчетное передаточное число аппроксимируется выражением:

$$U_p = 3,15 \sqrt[3]{U_{max} U_{min}} \leq U_{max}$$

Аналитически получены зависимости для допустимых консольных нагрузок на концах валов, имеющие вид:

$$F = K \sqrt{T}$$

Показано, что для всех редукторов, кроме конических, плотность потребности в передаточных числах может быть аппроксимирована логарифмически - нормальным законом:

$$P_{(lg U)} = \frac{1}{0,25 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(lg U - 1,5)^2}{2 \cdot 0,25^2}}$$

Среднее передаточное число $\bar{U} = 31,5$.

В диапазоне передаточных чисел от 16 до 56 сосредоточено около 60% всей потребности, и именно здесь целесообразно использовать ряд передаточных чисел с наименьшим знаменателем.

Следует заметить, что расширение применения высокооборотных двигателей должно сместить среднюю распределения в сторону больших передаточных чисел. Это, наряду с тенденцией уменьшения передаточного числа в одной ступени, может заметно перераспределить относительную потребность в типах в пользу редукторов с большим кинематическим эффектом.

Глава 9. некоторые вопросы конструкции и расчета редукторов.

В этой главе исследуются некоторые принципиальные вопросы, возникающие в связи с появлением понятия и проблемы "система редукторов".

Разнообразие условий нагружения редукторов потребовало их систематизации и группировки, подчиненных задачам обеспечения сопряженности с комплектующими машинами, паспортизации, расчета и выбора размера из ряда.

Использование редуктора характеризуется его режимом эксплуатации, который, на основании линейной гипотезы суммирования повреждений, численно оценивается коэффициентом переменности нагрузки:

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\sum_0^N \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \frac{N_i}{N}}$$

Индивидуальное использование зубчатого колеса в редукторе определяется его режимом работы, который численно характеризуется коэффициентом долговечности:

$$K_d = \frac{T_{дкв}}{T_{max}} \approx K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HO}}} \leq 0,9 \sqrt[4]{K_{HE}}$$

Ограничение величины K_d и показатель радикала определяется тем, что правая ветвь кривой контактной выносливости негоризонтальна, и ее показатель m в 4 раза больше, чем левая.

Разработана классификация режимов работы.

Статистическая обработка данных большого числа работ по определению базы контактных напряжений привела к зависимости $N_{HO} = HB^3$. Для объемно закаленных зубчатых колес перелома кривой выносливости исследованиями не обнаружено.

При $K_d < 1$ контактная равнопрочность зубчатых колес пары обеспечивается, если $HB_1 \approx HB_2 \sqrt[3]{U}$. Важно, что эта зависимость инвариантна относительно характеристики режима.

Получены условия контактной равнопрочности ступенчатого редуктора. Показано, что при $K_d < 1$ межосевое расстояние смежной ступени относительно больше в $\sqrt[3]{U_T}$ раз, чем при $K_d = 1$.

Сформулированы обязательные условия оптимальности редуктора.

Коэффициент долговечности по изгибу близок к единице, и напряжения определяются наибольшими нагрузками. Поэтому при перегрузках эквивалентные напряжения возрастают. Так как $K_{дс} = K_{дт} \sqrt[3]{U_T}$, то коэффициент долговечности быстроходной ступени больше, чем тихоходной, и ее перегрузочная способность ниже. Отсюда, для возможности форсирования редуктора при $K_d < 1$ должны выполняться два условия: все детали должны обладать избыточной прочностью на изгиб, и быстроходные пары должны иметь запас несущей способности по контакту.

Разработана простая инженерная методика разработки передаточных чисел многоступенчатых редукторов, исключая необходимость расчета быстроходных ступеней. Методика облегчает решение задачи обеспечения всего набора передаточных чисел наименьшим количеством зубчатых пар в унифицированном корпусе при сохранении равнопрочности ступеней.

Проблема универсальности заключается в следующем. Чем больше у редуктора исполнений по передаточным числам, сборкам, формам концов валов, тем он универсальнее, тем рациональнее можно компоновать привод. Однако, такой редуктор дороже. При редких рядах передаточных чисел может возникнуть необходимость в более мощном и дорогом двигателе. Малое число сборок может заставить потребителя или изменить тихоходный вал редуктора или использовать дополнительные передачи. По критерию минимума народнохозяйственных затрат определено оптимальное число передаточных чисел и сборок в функции серийности. Оценено влияние числа ступеней редуктора, его типа, размера и технического уровня. Показана конструктивно-экономическая целесообразность широкого применения тихоходного вала с зубчатым венцом для соединения с узлами типа Саргана и полуго с внутренними шлицами для непосредственной насадки редуктора на консоль вала рабочей машины /"насадное исполнение"/.

Часто редукторы всех исполнений выпускаются в унифицированном корпусе, часть элементов которого для насадного исполнения не используется. Выведена формула, по которой можно решить вопрос о целесообразности унификации или деунификации корпусов.

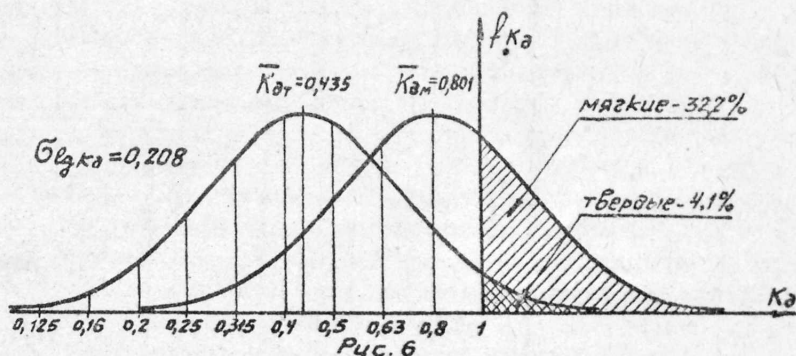
Подобляющее большинство общепромышленных редукторов работает под переменными нагрузками, однако, наибольший момент, обычно, действует в течение небольшой доли общего машинного времени. Это делает перегрузочную способность одной из важнейших характеристик редуктора общего назначения. Достижение заданного наибольшего момента за счет перегрузочной способности требует меньшего увеличения массы и цены редуктора, чем за счет увеличения номинального момента. Если перегрузочная способность $\eta = 2$, то разница составляет 7% и 6% соответственно. При легких режимах $K_d \leq 0,5$ требуются редукторы с высокой перегрузочной способностью, чтобы полностью использовать допустимую нагрузку по контакту. Это объективно приводит к увеличению цены редукторов, но могут быть применены меньшие размеры. При напряженных режимах ($K_d \approx 1$) лимитирует контактная выносливость, и высокая перегрузочная способность все равно не может быть реализована, что позволяет их облегчить и удешевить. Влияние режима работы на перегрузочную способность позволяет найти ее оптимальную величину по критерию минимума суммарной стоимости редукторов на

потребность.

Важнейшим фактором, который определяет решение этой задачи, является закон распределения коэффициента долговечности K_d . Показано, что он является логарифмически-нормальным со средней, обратно пропорциональной твердости. $\bar{K}_d = \frac{220}{HB}$. По мере роста

твердости доля редукторов, работающих при $K_d = 1$, быстро убывает и при цементованных зубьях составляет менее 2%. Таким образом, постоянный режим сохранится как база для определения номинального момента, но почти утратит самостоятельное применение. Это обстоятельство определяет важнейшие элементы технической политики в области редукторостроения.

На рис. 6 показана плотность распределения K_d при твердости $HB=270$ и $HRC=52$ и доли редукторов, работающих при $K_d = 1$.



Установлена связь перегрузочной способности редуктора с его ценой. По сформулированному критерию найдена оптимальная величина перегрузочной способности, которая непостоянна и повышается с твердостью. Для редукторов с цементованными зубьями малых и средних размеров она лежит около 4, что технически недостижимо. Учитывая замедление роста эффективности при увеличении перегрузочной способности, в настоящее время следует принять реальную величину 2. При этом общая стоимость всех редукторов на потребность, с учетом вторичной экономии на машинах, по сравнению с комплектацией редукторами, не допускающими перегрузок, снизится

в 1,5 раза.

Глава IО. Экспериментальная проверка.

Изготовление и испытание II-ти представительных типоразмеров редукторов и мотор-редукторов общего назначения подтвердили рациональность и технологичность принятых конструктивных решений, совершенство схемы унификации, надежность всех элементов, размеры которых были назначены в соответствии с "Временными техническими условиями на проектирование редукторов и мотор-редукторов общего назначения", выполнимость требований "Общесоюзного типажа редукторов и мотор-редукторов общего назначения" и ГОСТ 16162-70 "Редукторы общего назначения. Общие технические условия", особенно, по техническому уровню, надежности и ресурсу подшипников.

На основании принципиальных положений диссертации была разработана инженерная методика расчета цилиндрических зубчатых передач на надежность. Для ее проверки были использованы редукторы механизма подъема мостовых кранов, условия работы которых и ресурс были известны. Среднее отношение фактического ресурса к расчетному составило 1,53. Учитывая, что зубчатые колеса сменились не в начале прогрессирующего выкрошивания, которое в расчете принято за предельное состояние, а при значительном разрушении поверхности, такой результат можно считать удовлетворительным, а методику - подтвержденной.

Глава II. Внедрение.

На основе научных положений, приведенных в диссертации, разработан "Общесоюзный типаж редукторов и мотор-редукторов общего назначения", который утвержден и реализуется.

Разработаны "Временные технические условия на проектирование редукторов и мотор-редукторов общего назначения", которые служат основой для унификации методов проектирования.

На основании "Типажа" разработаны и утверждены параметрические стандарты на основные виды передач.

Разработан ряд стандартов на редукторы, среди которых важнейшим является ГОСТ 16162-70 "Редукторы общего назначения. Общие технические условия", регламентирующий основные нормы и тре-

бования, предъявляемые к редукторам. В своей основной части он может быть использован для всех общепромышленных редукторов. В настоящее время действует редакция 1978 г.

Организовано крупносерийное производство редукторов и мотор-редукторов общего назначения по "Типажу".

Основные научные и инженерные результаты.

1. Разработана методика инженерной оптимизации номенклатуры редукторов по типам. При этом:

выведена зависимость, определяющая объем информационных материалов, подлежащих анализу для составления проекта номенклатуры;

определена нижняя граница серийности типа, включаемого в номенклатуру;

получены формулы, позволяющие рассчитать объем рассылки запросов, необходимых для получения исходной статистической информации с заданной надежностью.

2. Разработана методика оптимизации технического уровня редукторов. При этом:

введена объективная численная оценка технического уровня редуктора, через его относительную массу $\gamma = \frac{m}{T} / T$ - крутящий момент на тихоходном валу/;

показана высокая стабильность этого критерия;

установлена обратная пропорциональность относительной массы и твердости рабочих поверхностей зубьев, т.е. $\gamma \cdot HB \approx \text{Const}$;

получены зависимости, связывающие важнейшие технико-экономические характеристики редуктора: относительную цену $\alpha = \frac{4}{T}$, цену одного кг $\beta = \frac{4}{m}$ и относительную массу $\gamma = \frac{m}{T}$;

показано, что существует критическое значение относительной массы $\gamma_{кр}$, при котором относительная цена α становится минимальной;

выведена зависимость между относительной массой редуктора γ и его перегрузочной способностью η ;

разработан способ определения оптимального значения относительной массы $\gamma_{опт}$;

показано, что технический уровень большинства редукторов, нормированный ГОСТ 16162-78, лежит вблизи оптимального значения.

3. Разработан расчет редукторов на надежность. При этом: показано, что редуктор можно рассматривать как ремонтируемую систему, состоящую из неремонтируемых элементов и имеющую простейший поток отказов;

установлена расчетная комбинация условий для определения показателей надежности редуктора;

приведен способ определения средних напряжений и дисперсий напряжений с учетом корреляционных связей между переменными;

аналитически показано, что закон изменения вероятности отказа зубчатых колес является асимметричным логарифмически-нормальным; найдены его параметры;

разработан способ определения γ - процентного ресурса зубчатого колеса и методика проектирования передачи на заданную надежность;

показано, что для общепромышленных редукторов закон изменения надежности подшипников качения близок к экспоненциальному; найден его параметр /интенсивность отказов/; приведена простая методика подбора подшипника по заданной надежности;

определены параметры изменения надежности всего редуктора как элемента, встраиваемого в более крупную систему;

разработаны рекомендации по выбору норм надежности;

установлена зависимость между загрузкой редуктора и его надежностью;

разработана методика оптимизации надежности редуктора;

разработаны принципы проектирования редуктора на заданную надежность.

4. Разработаны теоретические основы унификации редукторов.

При этом:

раскрыта специфика проявления основного закона унификации в редукторах;

показано, что важнейшим условием рациональной унификации редукторов является унификация их нагрузок;

установлена связь между степенью целесообразной унификации и серийностью;

предложен единый ряд номинальных крутящих моментов редукторов всех типов.

5. Разработана теория параметрических рядов редукторов.

При этом:

установлена номенклатура основных факторов и их влияние на густоту параметрического ряда;

получена зависимость, связывающая цену редуктора с его типом, массой и серийностью изготовления /годовым выпуском/;

получена зависимость, связывающая трудоемкость изготовления редуктора с теми же основными факторами;

получена зависимость, определяющая изменение стоимости машин, комплектуемых редукторами;

получена зависимость, связывающая эксплуатационные расходы на редуктор с его типом, массой и повторяемостью /средним количеством одинаковых редукторов на предприятии/;

разработана методика приведения эксплуатационных расходов к первому году с учетом расширенного воспроизводства и естественной убыли редукторов по износу;

разработан способ определения эксплуатационных расходов при изменении надежности;

показано, что между коэффициентами, определяющими влияние типа редуктора на его цену, трудоемкость изготовления и эксплуатационные расходы, существует связь, близкая к линейной;

получен вид функции, связывающей относительную массу редуктора и его допустимый момент, что позволяет просто определить массы всех редукторов ряда, в пределе, по одному представителю;

установлен закон распределения потребности народного хозяйства в крутящих моментах;

показано, что задача о построении оптимального параметрического ряда является стационарной; свойства редукторов как комплектующих изделий позволяют использовать метод динамического программирования;

установлено влияние основных факторов на структуру оптимального параметрического ряда;

выявлен характер изменения структуры народнохозяйственных затрат при изменении годового выпуска;

показано, что ряды, построенные по критерию минимума суммарной трудоемкости изготовления всех редукторов на программу, примерно, вдвое реже оптимальных, но приводят к значительным народнохозяйственным потерям.

6. Разработаны основы построения параметрических стандартов на передачи. При этом:

определены главные параметры передач;
установлены единые принципы построения рядов параметров всех передач и выбора их численных значений;
разработаны единые ряды главных параметров, передаточных чисел и коэффициентов ширины;
приведены рекомендации по числовым значениям параметров всех стандартизуемых передач.

7. Разработаны основы унификации методов проектирования редукторов. При этом:

обоснован состав регламентируемых требований и рекомендованы конкретные числовые значения;
разработан способ задания консольных нагрузок;
предложена методика определения расчетного передаточного числа для подшипниковых узлов;
разработаны технические условия на проектирование редукторов, содержащие основные нормы и рекомендации и обеспечивающие унификацию конструктивно-технологических решений.

8. Решены некоторые принципиальные вопросы конструкции и расчета редукторов. При этом:

установлена численная характеристика понятия "режим работы" и ряд ее нормативных значений;

выведены условия контактной равнопрочности колеса и шестерни в одной ступени и ступеней редуктора; показана инвариантность этих условий относительно характеристики режима;

сформулированы условия оптимальности конструкции редуктора; определены условия возможности форсирования редуктора; получен универсальный критерий технического уровня редуктора с учетом его перегрузочной способности $\gamma_n = \frac{m}{m_{\text{д.у.т}}} = \frac{\gamma}{\gamma_{\text{д.у.}}}$;

разработана методика разработки передаточных чисел редукторов, обеспечивающая комплектацию заданного набора передаточных чисел наименьшим количеством пар при сохранении равнопрочности ступеней;

сформулировано содержание проблемы универсальности; разработана методика оптимизации номенклатуры и размещения передаточных чисел и сборок; показано влияние числа ступеней редуктора, его типа, размера, технического уровня и серийности на оптимальное число исполнений;

установлена серийность, при которой целесообразна унифика-

ция или деунификация корпусов;

показано, что достижение заданного наибольшего момента за счет перегрузочной способности требует меньшего увеличения массы и цены редуктора, чем за счет увеличения номинального момента; это важно для определения путей дальнейшего развития редукторостроения;

установлено, что подавляющее большинство зубчатых редукторов общего назначения работает при $K_d < 1$, т.е. имеют резерв несущей способности по контактной выносливости; доля редукторов, работающих при $K_d = 1$, уменьшается с ростом твердости зубьев и при цементации становится менее 2%;

получена зависимость суммарной цены редукторов на потребность от перегрузочной способности;

найдена оптимальная перегрузочная способность зубчатых редукторов.

9. Проведена экспериментальная проверка основных положений работы. При этом:

изготовлено и испытано II представительных типоразмеров редукторов и мотор-редукторов общего назначения, что подтвердило правильность рекомендаций и реальность требований, заложенных в следующих основных документах: "Общесоюзный типаж редукторов и мотор-редукторов общего назначения", "Временные технические условия на проектирование редукторов и мотор-редукторов общего назначения", ГОСТ 16162-70 "Редукторы общего назначения. Общие технические условия";

сопоставлены результаты расчета на надежность по разработанной методике редукторов 44 мостовых кранов с данными эксплуатации; получена удовлетворительная сходимость.

10. Результаты работы внедрены в промышленность, что выражается в следующем:

разработан, утвержден и реализуется "Общесоюзный типаж редукторов и мотор-редукторов общего назначения";

разработаны "Временные технические условия на проектирование редукторов и мотор-редукторов общего назначения";

на основании "Типажа" разработаны и утверждены параметрические стандарты на основные типы передач;

разработан и утвержден важный организующий документ редукторостроения ГОСТ 16162-70 "Редукторы общего назначения. Общие

технические условия";

разработан ряд стандартов в области редукторостроения;

организовано крупносерийное производство редукторов и мотор-редукторов общего назначения по "Типажу".

х

х

х

Главние положения диссертации освещены в следующих основных публикациях.

I. В книгах:

1. Стенин П.А., Снесарев Г.А. Экономия материалов при конструировании машин. - М.: Машгиз, 1960.

2. Снесарев Г.А. Основы унификации и построения параметрических рядов машин. - М.: Машиностроение, 1967.

3. Снесарев Г.А. Методические основы конструирования редукторов. - М.: Машиностроение, 1974.

4. Снесарев Г.А. Рекомендации по проектированию и расчету зубчатых редукторов. - Владимир, 1977.

II. В статьях:

1. Снесарев Г.А. Рациональный ряд грузоподъемностей. - М.: Стандартизация, № I, 1960.

2. Снесарев Г.А., Коновалов Л.В. Унификация режимов работы. - М.: Стандарты и качество, № 2, 1969.

3. Снесарев Г.А. Классификация грузоподъемных машин и их узлов по режимам эксплуатации. Сб. Отраслевые расчеты кранов. - М.: ВНИИТМАШ, 1974.

4. Снесарев Г.А. Расчет показателей надежности редукторов. Сб. Управление надежностью машин. - Киев, 1978.

5. Снесарев Г.А. Ресурс цилиндрических зубчатых колес. - М.: Вестник машиностроения, № II, 1978.