

метрии лопастной системы быть не может. Дополнительные потери напора, вызванные вихреобразованием после выхода потока из лопастной системы, учитываются при входе в следующее колесо с помощью формулы (12), включающей коэффициент диссипации энергии  $\xi$ .

Таким образом, при определении гидравлических потерь напора можно отдельно не учитывать отклонения вектора относительной скорости после выхода потока из рабочих колес. Это не только повышает точность результатов расчета, но и в значительной степени упрощает методику.

### Л и т е р а т у р а

1. Митин Б.Е. Методика расчета тяговой динамики автомобиля с гидромеханической передачей. Минск, 1971.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М., 1970.
3. Мазалов Н.Д., Трусов С.М. Гидромеханические коробки передач. "Машиностроение". М., 1971.
4. Губицкий А.А., Митин Б.Е., Стаскевич В.М., Рыжавский Б.О. Анализ методик расчета характеристик гидродинамических трансформаторов. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов. Минск, 1971.
5. Кочкарев А.Я. Гидродинамические передачи. Л., 1971.
6. Митин Б.Е. Аналитическая методика построения характеристик одноступенчатых гидродинамических трансформаторов. Мат-лы межвуз. науч. конф. по расчету и проектированию трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов. Ч. II. Минск, 1971.
7. Митин Б.Е. Упрощенная методика построения характеристик одноступенчатых гидродинамических трансформаторов. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов. Минск, 1971.
8. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. Л., 1969.

А.А. Губицкий

### К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕТВИ НА К.П.Д. ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Условия работы гидробъемной ветви в составе двухпоточной гидромеханической передачи характеризуются широким из-

менением величин нагрузочных параметров. С другой стороны, потери энергии в гидropередаче, являющиеся основным источником потерь всей гидромеханической трансмиссии, резко увеличиваются с отклонением нагрузочных параметров от оптимальных значений, соответствующих режиму работы с минимальными потерями.

При проектировании гидромеханических передач приходится выбирать параметры, определяющие загрузженность объемной гидравлической ветви из условия обеспечения определенных показателей, например по долговечности, по экономичности и т.д. С этой целью в настоящей работе приведено расчетное исследование влияния параметров гидрообъемной передачи на потери энергии двухпоточной гидромеханической передачи.

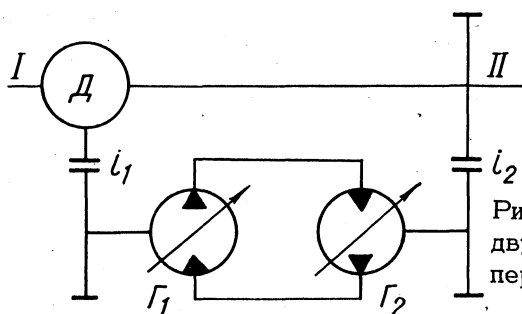


Рис. 1. Принципиальная схема двухпоточной гидрообъемной передачи.

Принципиальная схема двухпоточной гидромеханической передачи приведена на рис. 1. Здесь  $D$  — планетарный механизм,  $\Gamma_1$  и  $\Gamma_2$  — гидромашин гидрообъемной передачи,  $i_1$  и  $i_2$  — согласующие передачи гидромашин,  $I$  и  $II$  — входной и выходной валы соответственно. Принимая за входной один или второй вал, получим соответственно двухпоточные гидромеханические передачи с дифференциалом на входе или на выходе, отличающиеся между собой характером протекания рабочего процесса [1].

Определение нагрузочных параметров отдельных элементов таких передач без учета потерь энергии не представляет затруднений [1, 2], однако такой метод не отражает реальной сущности протекания рабочего процесса и приводит к существенным погрешностям.

Основными источниками потерь в двухпоточной гидромеханической передаче являются потери в планетарном механизме

и потери в гидрообъемной передаче, включая потери в согласующих передачах гидромашин. Величина и характер изменения этих потерь не только зависят от нагрузочных параметров звеньев гидромеханической передачи, но и влияют на распределение силовых потоков.

Потери в планетарном механизме оцениваются коэффициентами потерь [2] в зубчатых зацеплениях (с учетом потерь в подшипниках), составляющих планетарный механизм, и зависят от величины мощности, передающейся в относительном и переносном движении. Эти потери можно определить по методу Крейнса [2].

Изучению потерь в гидрообъемных передачах посвящено много работ, тем не менее практические расчеты затруднены отсутствием конкретных рекомендаций по величине коэффициентов потерь и характеру их изменения.

При рассмотрении установившихся или медленно меняющихся процессов принято считать, что в гидрообъемной передаче имеют место потери мощности на утечки рабочей жидкости  $N_y$ , гидродинамические потери  $N_r$ , потери на вязкое трение  $N_\theta$  и потери на кулоново трение  $N_f$  [3].

Для статического режима работы гидронасоса его к.п.д. определяется выражением

$$\eta_H = \frac{N_i - N_y}{N_i + N_f + N_\theta + N_r} = \frac{1 - z}{1 + c + bn + an^2} = \frac{1 - z}{1 + y}, \quad (1)$$

где  $N_i$  — индикаторная мощность;  $y$  — приведенный коэффициент механических потерь  $y = an^2 + bn + c$ ;  $z$  — приведенный коэффициент потерь на утечки рабочей жидкости, причем, объемный к.п.д. насоса

$$\eta_{o.H} = 1 - z \quad (2)$$

и механический

$$\eta_{M.H} = \frac{1}{1 + y} \quad (3)$$

Соответствующие величины для гидродвигателя определяются по уравнениям:

$$\eta_M = \frac{N_i - N_f - N_b - N_r}{N_i + N_y} = \frac{1 - c - bn - an^2}{1 + z} = \frac{1 - y}{1 + z}; \quad (4)$$

$$\eta_{0.M} = \frac{1}{1+z}; \quad (5)$$

$$\eta_{M.M} = 1 - y. \quad (6)$$

Значение и характер изменения коэффициентов потерь (а, b, c и z) зависят от конструктивных особенностей гидромашин, от характеристики рабочих жидкостей и, кроме того, изменяются в больших пределах с изменением нагрузочных параметров гидромашин (p, n, e и др.).

Исследование потерь энергии (по универсальным характеристикам) одного из вариантов исполнения аксиально-поршневых гидромашин с двойным несилковым карданом, спроектированных для использования в качестве полнопоточной гидрообъемной передачи в трансмиссии тяговой машины, позволило определить значения коэффициентов потерь.

Коэффициенты механических потерь для гидромашин, работающей в режиме насоса, можно определить по эмпирическим зависимостям:

$$a = (0,05 - 0,00025p)e; \quad (7)$$

$$b = 0,08(0,8 - e)^2 + 0,15(1 - e)(1,2 - 0,01p)^2; \quad (8)$$

$$c = [1 + 20(0,8 - e)^2]: p. \quad (9)$$

Коэффициенты механических потерь для гидромашин, работающей в режиме гидромоторов, определяются по уравнениям

$$a = (0,07 - 0,00025p)e; \quad (10)$$

$$b = 0,01 + 0,02(0,9 - 0,01p)^2; \quad (11)$$

$$c = 4(2 - e): p. \quad (12)$$

В этом случае приведенный коэффициент механических потерь определяется по формуле

$$y = a(n \cdot 10^{-3})^2 + bn \cdot 10^{-3} + c. \quad (13)$$

Коэффициенты потерь на утечки рабочей жидкости можно определить для обоих режимов работы по формуле

$$z = (0,000164p + \frac{0,0065}{n \cdot 10^{-3}}) \frac{1}{e}. \quad (14)$$

Приведенные уравнения и значения коэффициентов справедливы для рассматриваемого варианта аксиально-поршневой гидромашины, характеризующейся следующими параметрами рабочего режима: объемная постоянная  $q = 0,25$  л/об; рабочий перепад давлений  $p = 20\text{--}150$  кг/см<sup>2</sup>; параметр регулирования  $e = 0,1\text{--}1,0$ ; число оборотов  $n = 0\text{--}2600$  об/мин; рабочая жидкость — масло  $D_{\Pi} = 11$ .

Таким образом, для определения потерь в гидропередаче необходимо знать параметры нагрузочного режима; угловые скорости гидромашин  $n$  об/мин, параметр регулирования  $e$  и давление в гидросистеме  $p$  кг/см<sup>2</sup>.

Угловые скорости гидромашин, однозначно зависящие от передаточного отношения всей передачи, определяются сравнительно просто [2].

Параметр регулирования  $e$  и давление в гидросистеме  $p$ , как величины, зависящие от потерь в передаче, можно определить, решив систему уравнений, состоящую из уравнений связи планетарного механизма [2] и уравнений (7—14) потерь в гидропередаче. Однако такой способ приводит к сложным конечным уравнениям.

Здесь применен способ последовательных приближений. Разрешающие уравнения имеют вид:

$$p = M : 1,59 q e (1 + y);$$

где  $M$  — расчетный момент на валу гидронасоса, кгм:  $e = f \times (i_{\Gamma}, \eta_{ог})$ .

Перед расчетом задаются величины  $y = 0$  и  $\eta_{ог} = 1$  (теоретический случай, соответствующий отсутствию потерь) и подсчитываются все параметры (в том числе  $p$  и  $e$ ) рабочего процесса. По этим параметрам в первом приближении с помощью уравнений (2, 5, 7—14) подсчитываются  $y$  и  $\eta_{ог}$  и уточняются значения  $p$  и  $e$ . По уточненным значениям  $p$  и  $e$  во втором приближении снова подсчитываются  $y$  и  $\eta_{ог}$ .

Этот процесс повторяется до тех пор, пока разница между последующими значениями расчетного параметра, например  $p$ , не уменьшится до величины, определяющей точность расчетов (например  $0,5 \text{ кг/см}^2$ ). Этот прием существенно упрощает алгоритм решения задачи и позволяет добиться требуемой точности расчетов.

На основе приведенных положений была составлена программа расчета параметров рабочего процесса двухпоточной гидрообъемной передачи на ЭЦВМ "Минск-22".

Передача характеризуется следующими параметрами:

- 1) мощность —  $N_e = 80 \text{ л.с.};$
- 2) момент на входе —  $M_e = 26 \text{ кгМ};$
- 3) обороты входного вала —  $n_e = 2200 \text{ об/мин};$
- 4) сцепной вес —  $G_{\text{сц}} = 2120 \text{ кг}.$

Рассчитывались различные варианты схем, отличающиеся отдельными параметрами. Главным параметром сравнения являются величина полного к.п.д. гидропередачи и давление в гидросистеме.

На рис. 2 приведены графики изменения к.п.д. трех вариантов схем с дифференциалом на входе, отличающихся величиной  $r$  (передаточное отношение, при котором гидравлическая ветвь передачи заторможена).

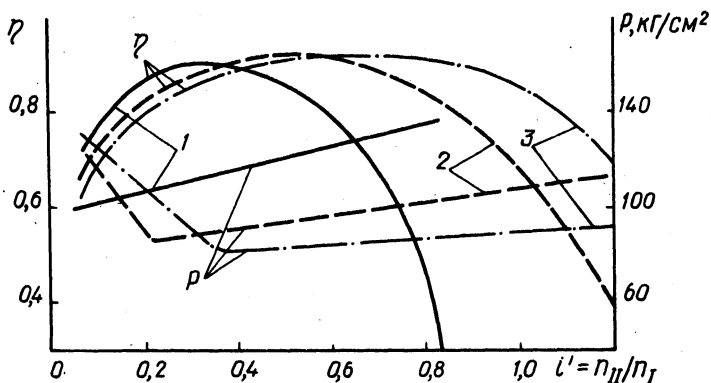


Рис. 2. Влияние параметра  $r$  на характеристики двухпоточной гидрообъемной передачи с дифференциалом на входе:

1—  $r = 0,35$ ; 2—  $r = 0,55$ ; 3—  $r = 0,75$ .

Приведенные на рис. 2 данные свидетельствуют о большом влиянии параметра  $\gamma$  на к.п.д. гидropередачи. Максимальное значение к.п.д. незначительно растет с увеличением параметра  $\gamma$ . Зона максимальных к.п.д. соответствует передаточному отношению, равному  $\gamma$ . Более быстрый рост кривой к.п.д. происходит в схемах с меньшим значением  $\gamma$ , однако диапазон передаточных отношений с высоким к.п.д. резко возрастает с ростом параметра  $\gamma$  за счет повышения к.п.д. при передаточных отношениях, близких к 1.

Давление в гидросистеме также существенно зависит от  $\gamma$ . В основной зоне передаточных отношений ( $0,3 < i' < 1,0$ ) давление уменьшается с ростом  $\gamma$ . В зоне малых  $i'$ , где нагрузка трансмиссии определяется сцепными свойствами, наблюдается обратная тенденция — резкий рост давления с увеличением  $\gamma$ .

На основании данных рис. 2 можно сделать вывод о том, что в качестве трансмиссии транспортно-тяговой машины, работающей в зоне  $i' > 0,5$ , целесообразно выбирать схемы с возможно большей величиной параметра  $\gamma$ . Поведение такой трансмиссии в зоне малых  $i'$  незначительно отличается от полнопоточной схемы. Схемы с малыми значениями  $\gamma$  целесообразны для транспортных и тяговых машин, работающих только на малых "ползучих" скоростях. В этом случае обес-

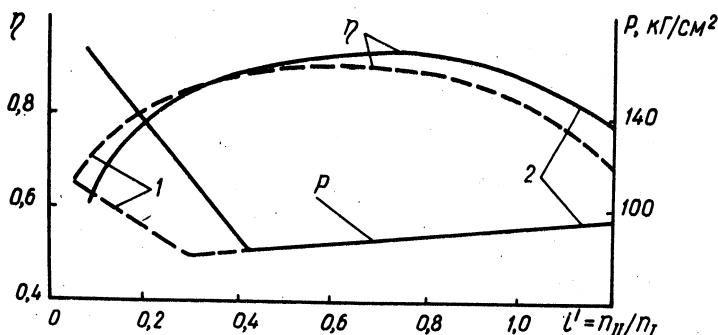


Рис. 3. Влияние скоростного режима гидромашин  $\Gamma_2$  на характеристики двухпоточной гидрообъемной передачи с дифференциалом на входе:

1 —  $n_{\Gamma_2 \max} = 2600$  об/мин, 2 —  $n_{\Gamma_2 \max} = 20000$  об/мин.

печение передаточных отношений  $i' > 0,6$  практически невозможно, т.е. резко уменьшается диапазон регулирования.

На рис. 3 представлены кривые к.п.д. двух схем ( $r = 0,75$ ), отличающихся величиной передаточного отношения согласующей передачи гидромашины, связанной с выходным валом. Уменьшение этого передаточного отношения от  $i_2 = 1,2$  до  $i_2 = 0,8$ , т.е. уменьшение максимальной скорости гидромашины  $\Gamma_2$  с 2600 об/мин до 2000 об/мин приводит к снижению к.п.д. в зоне малых скоростей и увеличивает эти показатели при  $i' > 0,4$  с одновременным увеличением максимального значения к.п.д. Уменьшение  $i_2$  существенно снижает давление в гидропередаче в зоне малых скоростей.

Увеличение максимальной скорости гидромашины, связанной с промежуточным звеном планетарного механизма с 2000 об/мин до 2400 об/мин приводит к возрастанию к.п.д. в сравнительно узкой зоне и снижает давление в гидропередаче в основной зоне передаточных отношений.

Расчеты вариантов гидрообъемных передач, выполненных по схеме с дифференциалом на выходе, представлены на рис. 4. Влияние параметра  $r$  на к.п.д. аналогично схемам с дифференциалом на входе, с той лишь разницей, что значения к.п.д. при

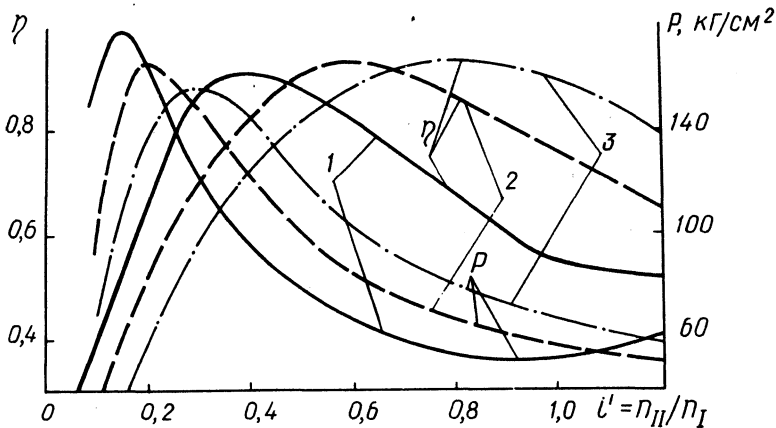


Рис.4. Влияние параметра  $r$  на характеристики двухпоточной гидрообъемной передачи с дифференциалом на выходе:

1—  $r = 0,35$ ; 2—  $r = 0,55$ ; 3—  $r = 0,75$ .



$i' < r$  резко уменьшаются, а при  $i' > r$  несколько превышают соответствующие значения для схем с дифференциалом на входе. Увеличение скорости гидромашины, связанной с входным валом передачи, несколько снижает к.п.д. передачи во всем диапазоне, а изменение скорости гидромашины, связанной с промежуточным звеном планетарного механизма, незначительно сказывается на изменении к.п.д. всей передачи.

На основании приведенных расчетов можно сделать следующие выводы.

1. В качестве трансмиссии транспортно-тяговых машин наиболее пригодны схемы с дифференциалом на входе, как обеспечивающие более благоприятные характеристики рабочего процесса при разгоне машины (более высокие значения к.п.д. и низкие давления при малых передаточных отношениях до  $i' = 0,3$ ).

Схемы с дифференциалом на выходе можно использовать только в сочетании с устройствами, улучшающими их характеристики при  $i' < 0,3$ .

2. Для транспортных и тяговых машин, работающих в диапазоне передаточных отношений от  $i' = 0,1$  до  $i' = 1,0$  и выше, целесообразно применять схемы с большими значениями параметра  $r$  ( $r = 0,5--0,7$ ).

## Л и т е р а т у р а

1. Крымский А.Н. Разгон и объемные постоянные гидромеханических передач с внешним разделением потока мощности. — "Труды НАТИ". М., 1964, вып. 177. 2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М., 1966. 3. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М., 1969.

О.С. Руктешель

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ МНОГОДИСКОВОГО ГИДРОПОДЖИМНОГО ФРИКЦИОНА

Динамические нагрузки, возникающие при трогании с места и переключении передач в трансмиссиях автомобилей и тракто-